

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE PARIS

POUR OBTENIR LE TITRE

DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

PAR

GEORGES LUMET

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES

CHEF DU LABORATOIRE D'ESSAIS DE L'AUTOMOBILE-CLUB DE FRANCE

1^{re} Thèse

ÉTUDE GÉNÉRALE DE L'INFLUENCE SUR LA PUISSANCE D'UN
MOTEUR A MÉLANGE TONNANT
ET SUR LA VALEUR DE SA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE
DE DIFFÉRENTES MODIFICATIONS APPORTÉES AUX CONDITIONS
DE SON FONCTIONNEMENT

2^e Thèse

ÉTUDE SUR LE FROTTEMENT MÉDIAT DES HUILES
DE GRAISSAGE POUR MOTEURS

Soutenues le 19 Mai 1914, devant la commission d'examen

MM. P. APPELL..... *Président.*

KOENIGS..... }
MARCHIS..... } *Examineurs.*

PARIS
H. DUNOD ET E. PINAT, ÉDITEURS
47 ET 49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE PARIS

POUR OBTENIR LE TITRE

DE DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

PAR

GEORGES LUMET

INGÉNIEUR DES ARTS ET MANUFACTURES

CHEF DU LABORATOIRE D'ESSAIS DE L'AUTOMOBILE-CLUB DE FRANCE

1^{re} Thèse

ÉTUDE GÉNÉRALE DE L'INFLUENCE SUR LA PUISSANCE D'UN
MOTEUR A MÉLANGE TONNANT
ET SUR LA VALEUR DE SA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE
DE DIFFÉRENTES MODIFICATIONS APPORTÉES AUX CONDITIONS
DE SON FONCTIONNEMENT



2^e Thèse

ÉTUDE SUR LE FROTTEMENT MÉDIAT DES HUILES
DE GRAISSAGE POUR MOTEURS

Soutenues le Mai 1914, devant la commission d'examen

MM. P. APPELL..... *Président.*

KOENIGS..... }
MARCHIS..... } *Examineurs.*



PARIS

H. DUNOD ET E. PINAT, ÉDITEURS

47 ET 49, QUAI DES GRANDS-AUGUSTINS

MM.

<i>Doyen</i>	P. APPELL, <i>Professeur</i> . Mécanique analytique et Mécanique céleste.
<i>Doyen honoraire</i>	G. DARBOUX, — Géométrie supérieure.
<i>Professeurs honoraires.</i> {	Ch. WOLF.
	J. RIBAN.
<i>Professeurs</i>	LIPPMANN
	BOUTY
	BOUSSINESQ.
	PICARD
	Y. DELAGE
	Gaston BONNIER...
	DASTRE
	KOENIGS
	VÉLAIN
	GOURSAT
	HALLER
	JOANNIS
	JANET
	WALLERANT
	ANDOYER
	PAINLEVÉ
	HAUG
	HOUSSAY
	H. LE CHATELIER...
	Gabriel BERTRAND.
	M ^{me} P. CURIE
	CAULLERY
	C. CHABRIÉ
	G. URBAIN
	Émile BOREL
	MARCHIS
	Jean PERRIN
	G. PRUVOT
	MATRUCHOT
	ABRAHAM
	CARTAN
	Cl. GUICHARD
	MOLLIARD
	N
	N
<i>Professeurs adjoints</i> ...	PUISEUX
	LEDUC
	MICHEL
	HÉROUARD
	Léon BERTRAND...
	Rémy PERRIER...
	COTTON
	LESPIEAU
	GENTIL
	SAGNAC
	PÉREZ
<i>Secrétaire</i>	D. TOMBECK.

A MONSIEUR LE PROFESSEUR KOENIGS

DIRECTEUR DU LABORATOIRE DE MÉCANIQUE PHYSIQUE ET EXPÉRIMENTALE

Hommage de mes sentiments très respectueux et reconnaissants.



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41554605_0050

A MONSIEUR A. LOREAU

PRÉSIDENT DE LA COMMISSION TECHNIQUE DE L'AUTOMOBILE-CLUB DE FRANCE

Hommage de mon très respectueux dévouement.

A MONSIEUR JULES CARPENTIER

MEMBRE DE L'INSTITUT

Hommage de mon très respectueux dévouement.

A MONSIEUR J. AUCLAIR

Hommage de mes sentiments de reconnaissante amitié.

ÉTUDE GÉNÉRALE DE L'INFLUENCE SUR LA PUISSANCE D'UN MOTEUR A MÉLANGE TONNANT ET SUR LA VALEUR DE SA CONSOMMATION SPÉCIFIQUE DE DIFFÉRENTES MODIFICATIONS APPORTÉES AUX CONDITIONS DE SON FONCTIONNEMENT

CHAPITRE I

Introduction.

Si, d'une façon générale, nous nous proposons l'étude des conditions de fonctionnement d'un moteur à mélange tonnant, il importe de définir le moteur tel qu'il se présente à nous, en *état de fonctionnement*, c'est-à-dire doté de réglages fixes que nous supposons établis une fois pour toutes et que nous ne devons pas modifier dans nos essais. Ces réglages fixes supposent, essentiellement, que l'on emploie un combustible déterminé dans un moteur dont les données de construction sont déterminées. Ces données de construction sont tout d'abord l'alésage et la course du moteur, puis sa compression volumique.

Les réglages fixes intéressent : 1° la distribution, 2° l'alimentation, 3° l'allumage, 4° le refroidissement, 5° le graissage.

Spécification du moteur.

Le moteur qui nous a servi dans nos essais est du type Gillet-Forest monocylindre horizontal.

Il réalise, au mieux, le type intermédiaire entre le moteur industriel, c'est-à-dire à vitesse angulaire relativement faible, et le moteur d'automobile, mais se rapproche beaucoup de ce dernier, notamment par sa vitesse angulaire de régime relativement élevé : 800 tours par minute. Ses caractéristiques sont :

Alésage 140 mm.

Course 160 mm.

Compression volumique = $\frac{V + v}{v} = 4$.

V est le volume déplacé par le piston et v celui de la chambre de compression.

Le moteur est à circulation d'eau, la chemise d'eau venue de fonte avec le cylindre, sa culasse est d'une seule pièce avec le cylindre, elle est hémisphérique, avec les deux boîtes de soupapes, admission et échappement, disposées de part et d'autre par rapport à l'axe longitudinal du moteur. Le carter qui renferme les organes de transmission est en aluminium. Il comporte deux paliers dans lesquels sont compris les soies de l'arbre vilebrequin.

Aux deux extrémités de ce dernier sont, d'une part, un volant d'assez grandes dimensions, extérieur au carter ; d'autre part, une roue d'angle qui, par l'intermédiaire d'une autre roue d'angle, d'un nombre de dents double de la précédente, commande l'arbre de distribution. Ce dernier est ainsi parallèle à l'axe longitudinal du cylindre. C'est sur cet arbre et à l'une de ses extrémités que se trouve calé le plateau d'embrayage dans le cas de l'utilisation du moteur sur une voiture automobile.

Sur l'arbre de distribution est une came que commande un régulateur à force centrifuge. En regard de la came, est un galet qui, par un renvoi de leviers, assure la levée

de la soupape d'échappement. Le galet peut être déplacé parallèlement à lui-même le long de la came, de telle sorte que l'action du régulateur centrifuge puisse être amplifiée, annulée ou diminuée par le jeu d'un levier de commande que manœuvre à la main le mécanicien. (Notons que ce mode de régulation est du type progressif par action sur la soupape d'échappement qui se lève plus ou moins haut, plus ou moins tôt et pendant plus ou moins longtemps.)

Remarque. — Dans nos essais nous avons toujours opéré avec régulateur calé une fois pour toutes, de telle façon que le moteur pouvait être considéré comme fonctionnant sans régulateur.

L'admission dans ce moteur se fait par une soupape à fonctionnement automatique.

L'allumage étant par accumulateurs et bobine à trembleur, l'arbre de distribution comporte une came de distribution de courant primaire.

Cette came est à l'extérieur par rapport au carter. Tels sont les éléments constructifs du moteur.

Le combustible. — Avant de spécifier les réglages fixes du moteur, nous devons définir le combustible :

Ce combustible est l'essence de pétrole de poids spécifique 700 grammes à 15° C.

Nous la définissons :

1° Par son origine d'extraction, Essence de Galicie dite Motoline Leprêtre ;

2° Par sa distillation fractionnée, épreuve physique qui fournit les renseignements les plus précis sur sa composition chimique ;

3° Par son pouvoir calorifique.

Nous avons obtenu de M. Leprêtre qu'une provision d'une essence ainsi définie nous soit réservée pour toute la durée de nos essais. Sa distillation fractionnée nous a donné les résultats ci-dessous :

N° des fractionnements.	Températures limites en degrés C.	Poids spécifiques des fractionnements à 15° C. en kg.
1	25-42,5	0,634
2	42,5-58	0,653
3	58-65,5	0,682
4	65,5-69,3	0,695
5	69,3-70	0,699
6	70-74,5	0,706
7	74,5-79,1	0,709
8	79,1-88,1	0,729
9	88,1-89,9	0,735
10	89,9-89,9	0,740

Le pouvoir calorifique supérieur de cette essence déterminé à la bombe de Mahler est de 11430 calories kg/d.

Les Réglages fixes.

Distribution.

1° *Admission.* — La soupape d'admission étant automatique, la tension du ressort de la soupape d'admission est un élément de réglage que nous avons établi spécialement. A cet effet, nous avons disposé un petit appareil permettant de faire varier la tension du ressort, tout en laissant la possibilité de connaître la valeur de cette tension. Les diagrammes ainsi obtenus montrent que le point d'intersection de la courbe correspondant à l'aspiration et de la ligne horizontale correspondant à la pression atmosphérique est

d'autant plus éloigné du point mort que la tension du ressort est plus forte et cela d'autant plus que la vitesse du moteur est considérable.

Ces diagrammes montrent également que la pression à fond de course diminue lorsque la tension du ressort augmente, ce qui prouve bien que la cylindrée a été moins complète avec un ressort plus fort. Les indications que donnent ces diagrammes sont très nettes, mais il est malheureusement impossible de les mesurer, car des phénomènes d'inertie dus à l'appareil viennent les compliquer.

Les diagrammes montrent de plus que le point d'intersection de la ligne horizontale de pression atmosphérique et de la courbe de compression est d'autant plus rapproché du fond de course que la tension du ressort est plus grande. De plus, l'ordonnée moyenne de la courbe de compression est dans ce cas plus élevée.

Avec l'appareil Mathot seul (enregistreur continu) nous avons pu évaluer la compression au point mort avec des ressorts de tensions différentes. Cette compression croît avec la tension des ressorts.

On peut ainsi constater que c'est dans la période de retour du piston, dans la période de compression, que le piston vient refouler le courant gazeux, qui, par l'effet de la dépression, continue d'entrer dans le cylindre. Une fermeture rapide de la soupape obtenue par un ressort assez puissant empêchera seule une partie plus importante du mélange carburé d'être après aspiration refoulé au dehors.

Il est donc facile de déterminer une tension du ressort telle que le remplissage du cylindre soit le plus complet possible, pour une vitesse angulaire donnée du moteur, toutes autres données influent sur ce remplissage restant les mêmes, d'ailleurs.

2° Échappement. — Nous avons dit que le régulateur étant calé, nous n'avions pas à nous préoccuper du calage de la soupape d'échappement. Nous avons vérifié au cours de nos essais la constance de la levée de la soupape et cela par le réglage constant du culbuteur agissant sur la queue de la soupape. Dans ces conditions et pour une tension constante du ressort de la soupape d'échappement, le point d'ouverture et celui de fermeture de cette soupape ne pouvaient être modifiés que par un changement de la came.

Alimentation. — Nous avons utilisé un carburateur du type Longuemare à réglage d'air additionnel par une manette à repère et à réglage du débit d'essence par un pointeau.

Ce pointeau était muni d'un tambour gradué en divisions avec arrêt formant repère.

Les réglages fixes de ce carburateur consistaient : 1° en un champignon gicleur dont le nombre et la section des rainures étaient susceptibles de modifications ; 2° en un étranglement de la veine d'air primaire de section variable au droit du champignon gicleur pour un entraînement plus ou moins considérable de l'essence. Les réglages fixes, ainsi définis, avaient été établis de telle façon que l'on puisse obtenir la puissance maxima du moteur avec la prise d'air additionnel ouverte en grand, c'est-à-dire dans des conditions telles qu'aux vitesses angulaires plus faibles, alors que la dépression au droit du gicleur est moindre, on ait la possibilité de diminuer l'ouverture de la prise d'air additionnel pour provoquer un plus grand entraînement d'essence.

Le carburateur ne comportait pas de prise d'air chaud, on avait prévu un système de réchauffage du carburateur par l'électricité. A cet effet un bobinage spécial assurait le réchauffage de la paroi du tube d'arrivée d'air primaire ; un deuxième bobinage était placé à l'intérieur du corps du carburateur et un troisième bobinage échauffait la paroi du tube conduisant les gaz au moteur. Un thermomètre donnait la température de ces gaz avant leur entrée dans le moteur.

Allumage. — L'allumage est réalisé par bougie, bobine à trembleur et accumulateurs. La tension du courant primaire est de 8 volts. La position de la bougie est immuable. En

vue d'une régularité absolue dans l'allumage, cette tension fut vérifiée constante pendant toute la durée des essais. Dans l'allumage par étincelle d'induction, on a tout d'abord employé soit des piles, soit des accumulateurs à deux éléments. La qualité seule des bobines limitait à 4 volts la tension du courant primaire. La recherche de l'étincelle chaude, aujourd'hui consacrée par l'emploi des magnétos, était jugée inutile par certains constructeurs.

L'allumage avec trois éléments d'accumulateurs n'aurait pour effet, au dire de ces constructeurs, que de diminuer la constante du retard de vibration des trembleurs et de faire ainsi de l'avance à l'allumage ; il vaudrait mieux, par suite, faire un meilleur emploi de la manette d'avance.

L'étude de l'influence de la composition du mélange carburé sur l'allumage nous permet de constater que la tension plus élevée du courant primaire n'a pas ce seul résultat de donner de l'avance, mais d'agir aussi par l'énergie calorifique plus considérable de l'étincelle produite. Nous avons été, par cette étude, conduits à accroître la tension du courant primaire et à la porter à 8 volts, et pour cela nous avons fait établir une bobine très soigneusement construite, au point de vue de l'isolement du bobinage. Nous donnons ci-dessous les indications relevées au cours de ces essais préliminaires destinés à caractériser les réglages fixes d'allumage.

Nous tirions simultanément, pendant ces expériences, des diagrammes à l'aide du manographe Hospitalier-Carpentier et à l'aide de l'indicateur Mathot-Garnier. Nous joignons, à l'appui des résultats que nous allons énoncer, quelques-uns de ces diagrammes :

1° Lorsque dans le mélange carburé il y a excès d'air, nous avons constaté que la puissance croissait avec l'avance à l'allumage et que l'on pouvait donner toute l'avance sans craindre une perte de puissance par excès d'avance.

L'examen des diagrammes prouve que, dans le cas d'excès d'air et malgré toute l'avance, l'explosion n'a lieu qu'après le passage du point mort (planche n° 1).

Et ceci avec un allumage à 6 volts, cependant si nous n'avions eu que deux éléments d'accumulateurs, nous n'aurions pas pu obtenir une avance aussi considérable.

2° Lorsque dans le mélange carburé, il y a excès d'essence, nous avons constaté que la puissance diminuait avec l'avance à l'allumage ; or, là où l'avance à l'allumage n'est pas avantageuse pour l'accroissement de la puissance, il y a cependant grand intérêt à allumer à 6 volts, non certes parce que de cette tension plus élevée résulte une avance à l'allumage, mais, évidemment, parce que l'étincelle fournie étant plus chaude, le mélange s'enflamme mieux (planche n° 2). Nous avons eu, un jour, l'occasion d'une expérience assez curieuse : nous marchions à 4 volts comme allumage et nous faisions l'essai d'un nouveau carburateur. Le groupement carburateur-moteur était loin d'être parfait, le moteur aspirait trop d'essence et comme nous donnions un peu d'avance à l'allumage, le moteur ne tarda pas à « cogner » suivant l'expression consacrée. Nous fîmes alors de l'allumage à 6 volts en diminuant sensiblement l'avance et nous obtinmes aussitôt la suppression de tout bruit, une augmentation de puissance, tout ceci pour une même vitesse angulaire du moteur.

Dans une autre série d'expériences (planche n° 3), nous considérions une avance déterminée d'allumage, puis, par la manœuvre des manettes du carburateur, nous cherchions à obtenir la puissance maxima correspondante à la vitesse angulaire constante de 850 tours par minute. Nous avons constaté qu'en conservant constante la quantité du mélange gazeux et n'agissant que sur la quantité d'air additionnel, la quantité d'air en excès devait être d'autant plus grande qu'il y avait d'avance à l'allumage (ce que nous avons déjà observé), que cette quantité devait diminuer lorsque l'on diminuait l'avance, que ces deux facteurs, enfin, carburation et allumage, étaient intimement liés et que de leur parfait accord seul résultait la puissance maxima d'un moteur à une vitesse déterminée.

Nous avons examiné dans une nouvelle série d'expériences (planche n° 4) les différences de l'allumage dans le cas d'un accumulateur à 6 volts, et dans le cas d'un accumulateur à 4 volts.

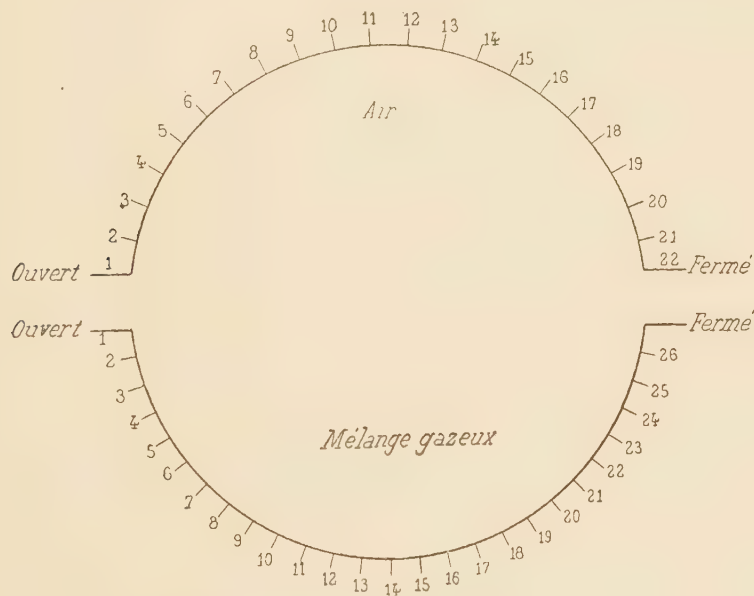
Nous cherchions dans l'un et l'autre cas à obtenir le maximum de puissance pour une même vitesse angulaire du moteur (850 tours) et en nous plaçant dans des conditions de carburation variables en ce qui concerne l'excès d'essence.

Les résultats sont consignés sur la planche n° 4 et il est aisé de voir que l'on arrive à obtenir une moins grande puissance, avec l'allumage à 4 volts, cas où l'on est en outre obligé de faire travailler le moteur avec plus d'avance et de soumettre, par suite, ses organes à un effort plus brutal, lors de l'explosion. Les diagrammes montrent très nettement ce fait.

Les diagrammes superposés que donne l'appareil Hospitalier-Carpentier et recueillis sur une plaque photographique établissent, de plus, combien est plus parfaite l'identité des coups moteurs dans le cas de l'allumage à 6 volts que dans le cas de l'allumage à 4 volts.

Diagrammes.

Pour une avance déterminée d'allumage on a, par la manœuvre des manettes du carburateur, cherché à obtenir la puissance maxima correspondante à la vitesse angulaire constante de 850 tours par minute.



Vue en plan des secteurs sur lesquels se déplacent les manettes du carburateur.

PLANCHE N° 1



Volts 85.

Ampères 32.

Allumage 6 volts.

Retard (trou 10).

Planimètre 115.



Volts 85.

Ampères 50.

Allumage 6 volts.

Retard (trou 6).

Planimètre 161.



Volts 85.

Ampères 53.

Allumage 6 volts.

Avance (trou 1).

Planimètre 169.

Manette de mélange à la position d'ouverture en grand.

Manette d'air à la position d'ouverture en grand.

Excès d'air.

PLANCHE N° 2



Volts 85.

Ampères 58.

Allumage 6 volts.

Retard (trou 10).

Planimètre 185.



Volts 85.

Ampères 50.

Allumage 6 volts.

Retard (trou 6).

Planimètre 180.



Volts 89.

Ampères 35.

Allumage 6 volts.

Avance (trou 1).

Planimètre 163.

Manette du mélange à la position d'ouverture en grand.

Manette d'air à la position de fermeture.

Excès d'essence.

PLANCHE N° 3

Car-
bura-
tion { Air pur,
 minimum.
 Mélange 7.



Volts 85.
Ampères 62.
Allumage 6 volts.
Retard (trou 10).
Planimètre 198.

Car-
bura-
tion { Air 11.
 Mélange 7.



Volts 85.
Ampères 55.
Allumage 6 volts.
Retard (trou 6).
Planimètre 190.

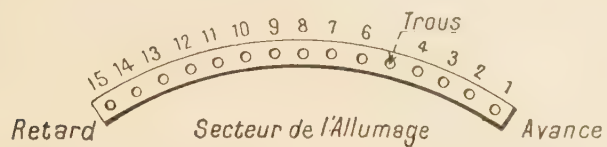
Car-
bura-
tion { Air 8, ma-
 ximum.
 Mélange 7.



Volts 85.
Ampères 50.
Allumage 6 volts.
Avance (trou 1).
Planimètre 182.

PLANCHE N° 4

Manette de mélange toujours à la même position. Manette d'air à la position de fermeture. — *Excès d'essence.*



Allumage avec accumulateurs 6 volts et retard à l'allumage (trou 9).



Volts 85. — Ampères 57. — Planimètre 170.



Allumage avec accumulateurs 4 volts, avance à l'allumage (trou 5).



Volts 85. — Ampères 56. — Planimètre 158.



Refroidissement. — Le moteur Gillet-Forest est, normalement, refroidi par thermosiphon. Nous l'avons refroidi, dans nos essais, par circulation d'eau sous pression et avec débit réglable de l'eau de refroidissement.

Graissage. — Le graissage est assuré par un graisseur compte-gouttes à débit commandé mécaniquement.

Le compte-gouttes étant à débit visible, le réglage en est facile. Il était le même à des vitesses angulaires déterminées lors de l'utilisation des différents combustibles. L'huile employée était l'huile pour moteurs P. B. de M. Leprêtre.

Les réglages de fonctionnement.

Les courbes caractéristiques de fonctionnement d'un moteur.

Le fonctionnement d'un moteur à mélange tonnant est caractérisé principalement par deux courbes.

L'une est la courbe des puissances maxima en fonction des vitesses angulaires.

L'autre, la courbe des consommations spécifiques, toujours en fonction des vitesses angulaires.

Mais nous pouvons envisager deux séries de ces courbes correspondant à des *régages de fonctionnement* caractéristiques.

En effet, les réglages fixes étant définis comme nous venons de le dire, nous pouvons agir sur les conditions de l'alimentation par les variations dans le dosage de l'essence et de l'air.

Nous avons, en effet, à notre disposition la manœuvre de la manette d'air et celle du pointeau d'essence. L'avance à l'allumage nous vient en aide en concordance de ces réglages, comme nous venons de le démontrer. Nous pouvons faire varier la température d'admission des gaz dans le moteur, par le réchauffage du carburateur.

Nous pouvons faire varier la température des gaz à la sortie du moteur par le débit variable de l'eau de refroidissement, par les conditions de détente des gaz de l'échappement.

Ce sont là des réglages de fonctionnement auxquels s'ajoute la possibilité de l'emploi de combustibles voisins de l'essence comme propriétés explosives, ou même d'essences de pétrole d'origine différente, possibilité assurée par lesdits réglages de fonctionnement. Quelles seront donc les deux séries de courbes caractéristiques plus particulièrement intéressantes, que nous permettront d'obtenir, pour un combustible donné, les réglages de fonctionnement :

1° Nous cherchons, dans un moteur, à obtenir le maximum de puissance pour toute une série de vitesses angulaires sans nous limiter dans la consommation spécifique tout en diminuant cependant cette consommation tant que cette diminution n'entraîne pas une diminution de la puissance. Nous cherchons ainsi la courbe des plus grandes puissances massiques du moteur.

2° Nous cherchons à réaliser pour chacune des vitesses angulaires le maximum de puissance compatible avec la consommation spécifique minima correspondant à cette vitesse angulaire. Les deux séries constitueront évidemment les limites de l'utilisation rationnelle d'un moteur suivant les besoins de cette utilisation.

Nous verrons plus loin que nous avons exposé une méthode calorimétrique qui nous permet d'étudier les changements dans la répartition des calories quand on passe d'un de ces fonctionnements caractéristiques à l'autre,

CHAPITRE II

Technique des essais.

Résumé.

- 1° Évaluation de l'énergie calorifique fournie au moteur, mesure de l'essence, pouvoir calorifique.
 - 2° Évaluation indirecte du travail indiqué.
Mesure du travail disponible dans le circuit d'utilisation T ;
Mesure du rendement de la dynamo génératrice ρ , d'où $\frac{T}{\rho}$;
Mesure du rendement organique du moteur σ , d'où $\frac{T}{\rho \sigma} =$ travail indiqué.
 - 3° Évaluation de la quantité de chaleur perdue dans la paroi.
 - 4° Évaluation de la chaleur perdue dans l'échappement.
 - 5° Évaluation de la chaleur perdue par rayonnement.
 - 6° Évaluation de la perte par l'énergie cinétique résiduelle des gaz de l'échappement.
-

Avant d'étudier chacun des points énumérés dans le résumé ci-dessus, nous devons préciser la notion de bilan thermique.

L'établissement d'un bilan thermique comporte :

- a) La détermination de la quantité de chaleur fournie au moteur sous forme de combustible ;
- b) La détermination de la quantité de chaleur transformée en travail utile ;
- c) La détermination de la quantité de chaleur perdue.

1° Détermination de la quantité de chaleur fournie au moteur.

Au cours de nos essais, nous avons déterminé, d'une façon très exacte, la consommation totale en volume du combustible utilisé pendant l'essai considéré.

A cet effet, nous disposions d'un réservoir à l'intérieur duquel était le combustible. Un flotteur suivait les dénivellations du combustible, lesquelles étaient reproduites par le déplacement d'un style sur un tambour enregistreur. Le style était porté par un petit chariot actionné par un fil de soie tressé, relié au flotteur par l'intermédiaire de poulies très légères.

L'ensemble de cette transmission était d'ailleurs équilibré par un contrepoids, de telle façon que les déplacements du chariot suivaient sans aucune résistance les moindres dénivellations du liquide.

La longueur du tracé mesurée sur la feuille de l'enregistreur nous permettait la mesure de la consommation,

Les dimensions de l'ensemble étaient telles qu'à un millimètre de déplacement du style correspondait une consommation de 0 l. 02. En admettant une erreur de lecture de 1/2 millimètre sur une course du style de 125 millimètres correspondant à 2 l. 5 de consommation nous nous trouvions en présence d'une erreur de 0 l. 01 pour 2 l. 5 et comme la consommation horaire du moteur était de moins de 5 litres le maximum de l'erreur possible sur cette consommation horaire était de 0 l. 02 pour 5 litres, soit moins de 4/1000.

L'équivalence en calories de la consommation horaire en combustible nous était donnée en multipliant le poids du combustible consommé par son pouvoir calorifique déterminé à la bombe de Malher. Nous avons déterminé la densité de chacun des combustibles à la température de 15° C.

Mais il y a lieu de considérer que nous devons prendre pour pouvoir calorifique le pouvoir calorifique inférieur et non le pouvoir calorifique supérieur. En effet le pouvoir calorifique dans la bombe de Malher est déterminée avec eau condensée.

Lorsque, dans le moteur, nous mesurons les calories évacuées par l'échappement, comme, ainsi que nous le verrons plus loin, les gaz de l'échappement sortent à une température supérieure à 100° C., l'eau qui provient de la combustion à l'intérieur du moteur ne restitue pas au calorimètre sa chaleur latente de vaporisation.

C'est pourquoi nous devons, pour l'établissement du bilan, prendre le pouvoir calorifique inférieur.

Essence.

En ce qui concerne l'essence, nous pouvons la considérer comme composé uniquement d'Heptane dont la formule est C^7H^{16} .

Sa formule de combustion est $C^7H^{16} + 22 O = 7 CO^2 + 8 H^2O$, de sorte que pour 1 kg d'Heptane nous trouvons dans les gaz de l'échappement 1 kg 44 d'eau.

La chaleur latente de vaporisation de l'eau étant de 537 calories par kg nous devons retrancher du pouvoir calorifique déterminé à la bombe de Malher :

$$537 \times 1,44 = 763 \text{ calories } 28.$$

Benzol.

La formule de combustion du benzol est $C^6H^6 + 15 O = 6 CO^2 + 3 H^2O$; pour 78 gr de C^6H^6 nous avons, dans les gaz de l'échappement, 54 gr d'eau. Par suite pour 1 kg de benzol, nous trouvons, dans les gaz de l'échappement, 692 gr d'eau, ce qui correspond à $0,692 \times 537 = 370$ calories par kg de benzol.

Alcool.

La formule de combustion de l'alcool est $C^2H^6O + 6 O = 2 CO^2 + 3 H^2O$; pour 46 gr de C^2H^6O , nous avons, dans les gaz d'échappement, 54 gr d'eau. Mais 1 kg d'alcool 90° est composé de 900 gr de C^2H^6O et de 100 gr d'eau. Donc 900 gr de $C^2H^6O + 100$ gr HO^2 donnent dans les gaz de l'échappement :

$$\frac{54}{46} \times 900 + 100 \text{ gr d'eau,}$$

soit 1 kg 156, ce qui correspond à $1 \text{ kg } 156 \times 537 = 616$ calories par kg d'alcool 90°.

Essence de schiste.

L'essence de schiste est un distillat de l'huile de schiste. L'huile de schiste est de composition complexe. Nous savons que, de même que les goudrons de houille sont extraits du charbon par distillation, de même l'huile de schiste est extraite par distillation de morceaux de schiste concassés. Elle renferme des carbures saturés et principalement des paraffines et des carbures de la série benzénique (Berthelot et Jungfleisch).

Ce sont ces carburés de la série benzénique que nous retrouvons dans l'essence de schiste et c'est pourquoi nous avons pris pour corps type de l'essence de schiste le benzol.

Pouvoirs calorifiques inférieurs.

Combustible.	Pouvoirs calorifiques supérieurs en calories : kg.	Chaleur latente de vaporisation de l'eau renfermée dans les gaz d'échappement de 1 kg de combustible en calories : kg.	Pouvoir calorifique inférieur en calories : kg.
Essence.....	11300	773	10527
Benzol.....	10187	370	9817
Essence de schiste.....	11400	370	11030
Alcool 90° dénaturé Ré-gie.....	5970	619	5351
Alcool carburé 50 p. 100 de benzol.....	8078	494	7584

Ce sont ces valeurs des pouvoirs calorifiques inférieurs qui nous ont servi à la détermination des valeurs Q_B des bilans.

2° Evaluation indirecte du travail indiqué.

La méthode de détermination de la puissance disponible dans les essais est la suivante :

Le travail disponible étant représenté par T_d , ρ étant le rendement de la génératrice, σ le rendement organique du moteur, et T_i le travail indiqué, on a : $T_i = \frac{T_d}{\rho\sigma}$; occupons-nous d'abord de ρ .

La puissance développée au cours des essais a été déterminée de la façon suivante : le moteur était accouplé à une dynamo à courant continu avec excitation indépendante.

Le courant était mesuré par un voltmètre et un ampèremètre donnant les lectures V et A . L'étalonnage de ces appareils permet de transformer ces lectures en lectures corrigées V_1 et A_1 .

On procéda à la détermination du rendement de la dynamo par la méthode des pertes séparées :

$$\rho = \frac{V_1 A_1}{V_1 A_1 + r A_1^2 + p} = \frac{W_1}{W_2},$$

formule dans laquelle ρ est le rendement ;

$V_1 A_1$ les lectures du voltmètre et de l'ampèremètre correspondantes à une vitesse angulaire donnée ;

r la résistance ohmique de l'induit avec balais ;

V_2 la tension totale du courant produit par la machine $= V_1 + r A_1$,

$r A_1$ étant la chute de tension dans l'induit.

La résistance ohmique de l'induit fut mesurée par une série de déterminations faites avec l'induit à chaud. Les pertes à vide furent déterminées pour une série de vitesses angulaires voisines de celles correspondantes aux diverses séries d'essais, par des courbes donnant ces pertes en fonction de V_2 pour chacune des vitesses angulaires considérées. Avec ces différents éléments, on détermine le rendement ρ correspondant à chaque essai.

Détermination du rendement organique du moteur.

Occupons-nous, maintenant, du deuxième facteur σ .

Nous avons fait deux expériences pour déterminer la puissance absorbée par le moteur tournant à vide.

A cet effet, nous avons entraîné le moteur par la dynamo.

Dans la première expérience, le moteur fonctionnait à n tours par minute, avec ses soupapes normalement montées et la puissance absorbée était W_1 . De l'air emprisonné dans le cylindre subissait ainsi des phases analogues à celles de compression et de détente du fluide évoluant avant et, sinon pendant, du moins après l'explosion. Dans la deuxième expérience, les soupapes avaient été enlevées et la puissance absorbée était W_2 . Il est clair que, dans ce dernier cas, nous avons à tenir compte seulement des frottements dus au poids des pièces en mouvement, aux réactions d'inertie et au serrage des coussinets. La pression moyenne sur le piston était, dans ce cas, nulle.

La différence $W_1 - W_2$ correspond donc à une *pression moyenne apparente* $p'_{o,m}$ agissant pendant un cycle, sur le piston, lorsque le moteur tourne à vide.

Supposons maintenant que le moteur fonctionne en charge. La pression moyenne apparente sur le piston pendant le cycle n'est plus $p'_{o,m}$ mais $p'_{1,m}$. Il est logique d'admettre que la perte de puissance due à la pression s'exerçant sur le piston croît proportionnellement à cette pression.

Elle passe donc de la valeur $W_1 - W_2$ correspondant à la pression moyenne $p'_{o,m}$ à la valeur :

$$(W_1 - W_2) \frac{p'_{1,m}}{p'_{o,m}},$$

lorsque la pression moyenne passe de $p'_{o,m}$ à $p'_{1,m}$. Il faut, pour avoir la perte de puissance du moteur correspondant à la marche en charge, ajouter la quantité W_2 qui provient de frottements manifestement les mêmes que le moteur tourne à vide avec ou sans soupapes.

L'expression dernière de la perte de puissance pour le fonctionnement du moteur en charge est donc :

$$W_2 + (W_1 - W_2) \frac{p'_{1,m}}{p'_{o,m}}.$$

Calcul de $p'_{o,m}$.

Désignons par v_o et v_1 le volume de la chambre de compression et le volume total du cylindre lorsque le moteur fonctionne à vide ; la pression absolue p , pendant la période de compression, a la valeur qui correspond à la compression adiabatique d'un volume V_1 d'air pris à la pression atmosphérique (en valeur absolue p_o) et comprimé à la pression p_1 valeur maxima absolue de la compression ; sa valeur moyenne pendant cette période est donc :

$$p_{1,m} = \frac{1}{v_1 - v_o} \int_{v_o}^{v_1} p dv.$$

Pendant la période de détente, la valeur moyenne absolue de la pression est la même, soit $p_{1,m}$. Pendant les deux autres périodes du cycle, cette pression est la pression atmosphérique p_o , de telle sorte que la pression moyenne absolue pendant le cycle est :

$$\frac{1}{2} (p_{1,m} + p_o) = \Pi'.$$

La valeur $p'_{o,m}$ que nous avons envisagée avant d'établir le calcul des pressions est donc :

$$p'_{o,m} = \Pi' - p_o = \frac{1}{2} (p_{1,m} - p_o),$$

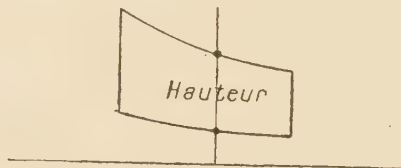
p_o étant toujours la pression atmosphérique.

Calculons maintenant $p'_{1,m}$: dans le fonctionnement du moteur en charge, la pression moyenne absolue pendant les périodes de compression, échappement, admission est, comme dans le cas précédent, $p_{1,m}$, p_o , p_o .

Nous allons déduire sa valeur moyenne pour la période de détente par la considération de la pression moyenne du cycle.

Qu'est-ce que la pression moyenne dans le cycle pendant la période de détente ?

La pression correspondant à une position déterminée du piston est la somme de la pression correspondant à la même position du piston pendant la période de compression et de la hauteur du cycle. La pression moyenne est donc la somme de la pression moyenne pendant la période de compression et de la hauteur moyenne du cycle déduite du planimétrage du diagramme.



Nous calculons la hauteur du cycle à l'aide du travail fourni par le moteur.

A la valeur moyenne de cette hauteur, nous devons donc ajouter $p_{1,m}$ pour avoir la pression moyenne pendant la période de détente.

Comment calculons-nous la hauteur moyenne du cycle ?

En déduisant la surface du diagramme de la valeur du travail disponible sur l'arbre. Pour ce calcul, nous nous servirons d'une valeur approchée du rendement organique du moteur, valeur approchée estimée d'après des mesures faites sur des moteurs analogues.

Nous aurons à tenir compte, dans ce calcul, du fait que le cycle correspond à deux tours de volant et par suite à déterminer la hauteur moyenne par la formule :

$$S \times K \times \sigma \times p_m \times l = 2 P \times \frac{1}{n}.$$

K , coefficient dépendant des unités employées ; σ , rendement organique estimé ; p_m , pression moyenne ; l , longueur du diagramme ; P , puissance du moteur ; n , nombre de tours ; S , la section du piston.

On a, en supposant la compression volumique égale à 4, soit le volume de la cylindrée égal à 3 fois le volume de la chambre de compression :

$$p_{1m} = 2,37.$$

En prenant comme loi de compression $pv^{1,3} = \text{constante}$, d'après Witz (t. I, p. 348), on a alors :

$$\Pi' = \frac{1}{2} [2,37 + 1,033] = 1,703$$

dans le cycle à vide ; et dans le cycle en charge :

$$\Pi' = [(3,4 \times \frac{100}{80} + 2,37) + 2,37 + 1,033 + 1,033] \times \frac{1}{4} = 2,764$$

3, 4 étant la pression moyenne calculée ; $\frac{100}{80}$ étant la valeur estimée du rendement organique. Le facteur de correction est alors :

$$\frac{2,764 - 1,033}{1,703 - 1,033} = 2,583 ;$$

or nous avons trouvé :

Marche à vide.....	1980 watts.....	à 800 t:m
Marche sans soupapes.....	1266 watts.....	à 800 t:m
Différence.....	714 watts	

D'où :

$$\text{Marche en charge..... } 1266 + 714 \times 2,583 = 3111 \text{ watts,}$$

soit 4 chevaux 22 pour 800 tours par minute

$$\text{et par tour } \frac{4,22}{800} = 0,00527.$$

C'est ce chiffre de correction par tour que nous avons adopté pour toutes les vitesses angulaires correspondantes à nos différents essais et voisines de 800 t : m.

Pour les vitesses angulaires voisines de 600 t : m, nous avons adopté comme terme de correction 0,00387 par tour.

3° Évaluation de la chaleur perdue par la paroi.

La circulation de l'eau dans la paroi du moteur Gillet-Forest était faite sous pression, l'eau arrivant au point le plus bas de l'enveloppe pour sortir dans une chapelle au point le plus haut.

Deux robinets posés l'un sur la canalisation d'arrivée, l'autre sur la canalisation de sortie, permettaient de régler le débit de l'eau.

Des thermomètres à mercure placés dans la canalisation donnaient la température.

L'eau était jaugée à la sortie dans un bac gradué.

4° Évaluation de la chaleur perdue par l'échappement.

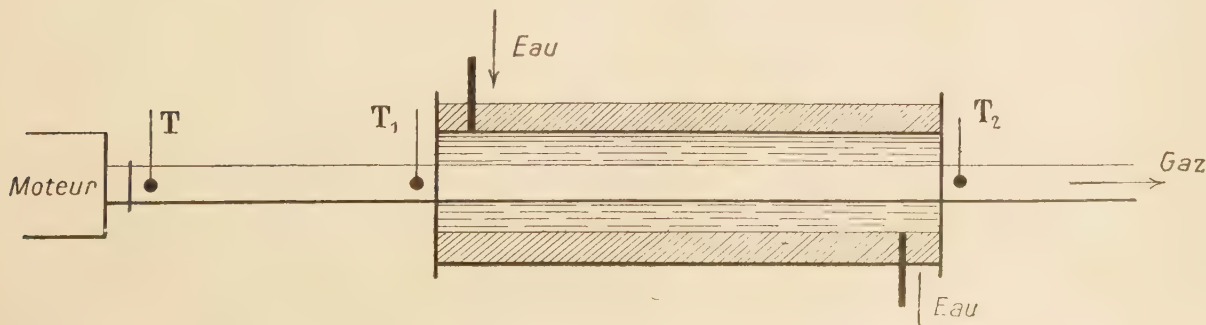
La chaleur sensible des gaz de l'échappement mesurée dans le calorimètre.

La définition dans le cycle théorique de la chaleur perdue par l'échappement.

La relation entre ces deux quantités.

Fonctionnement du calorimètre.

Nous figurons ici le schéma de montage du calorimètre :



Il y a trois pyromètres placés dans le courant gazeux, l'un immédiatement à la sortie de l'échappement, le deuxième immédiatement à l'entrée dans le calorimètre, le troisième immédiatement à la sortie.

Ces trois pyromètres sont dans un courant de gaz dont la température et le débit varient constamment pendant le cycle.

En raison de leur inertie thermique, ils marquent une température fixe. Nous considérons *conventionnellement* cette température comme la température moyenne du gaz qui a baigné le pyromètre. Il est clair que cette hypothèse n'est strictement légitime que dans l'un des cas où la température du gaz serait sensiblement constante ou la vitesse de son écoulement sensiblement constante et les échanges de chaleur proportionnels à la différence des températures.

1) Nous supposons donc, 1° qu'un pyromètre placé dans un courant gazeux de vitesse d'écoulement et de température constantes marquera la température de ce gaz, et par suite que ses indications ne seront pas altérées par les phénomènes de rayonnement et de conductibilité thermique (nous discuterons, plus loin, le mécanisme de ces causes d'erreur) d'une quantité supérieure à l'erreur que nous admettons acceptable.

2) Nous supposons, en outre, que le phénomène réel ne s'écarte pas trop de ce qui se passerait si le courant de gaz était à température constante ou à vitesse d'écoulement sensiblement constante, l'activité des échanges de température étant proportionnelle à l'écart des températures entre le pyromètre et le gaz.

Sous le bénéfice de ces conventions qui seront validées ou infirmées par les résultats ultimes du calcul, nous allons évaluer la chaleur sensible du gaz qui traverse le calorimètre pendant l'unité de temps ; soit K son poids.

Cette masse de gaz dont nous supposons la pression sensiblement constante et égale à la pression atmosphérique se refroidit donc à pression constante et cède au calorimètre une quantité de chaleur.

$$KC (T_1 - T_2),$$

C étant le coefficient de chaleur spécifique à pression constante que nous supposons constant. Cette quantité de chaleur est mesurée, soit Q sa valeur en calories. On a donc :

$$Q = KC (T_1 - T_2).$$

Si le gaz s'était refroidi de la température qu'il avait à la sortie du moteur à la température θ de l'atmosphère, une quantité de chaleur :

$$Q' = KC (T - \theta),$$

aurait été libérée.

Cette quantité de chaleur est donc donnée, en fonction de Q, par la relation :

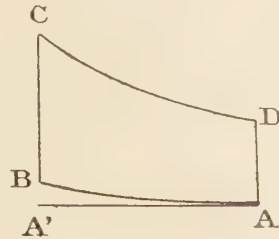
$$Q \frac{(T - \theta)}{T_1 - T_2} = Q'.$$

Q' est la chaleur sensible des gaz qui quittent le moteur.

Nous allons démontrer que cette chaleur sensible est précisément égale à la perte par l'échappement dans le cycle telle qu'on la définit théoriquement et nous appelons désormais :

$$Q' = Q_z.$$

Le cycle théorique peut se concevoir de la façon suivante :



Au commencement de la compression, le moteur est rempli de fluide à la pression atmosphérique p_A et à la température T_A .

Le volume de ce fluide est $V + v$, V étant le volume de la cylindrée déplacée par le piston, v celui de la chambre de compression, son poids est $\Pi + \varpi$ (Π et ϖ ne correspondent pas à V et v).

A la fin de la période de compression ces éléments sont devenus p_B , T_B , v , $\Pi + \varpi$.

A ce moment le fluide est échauffé à volume constant (explosion). La pression et la température deviennent p_C et T_C .

A cette période succède la période de détente qui conduit aux valeurs p_D , T_D , $V + v$.

Si nous nous plaçons au point de vue du cycle théorique, nous pouvons admettre que le fluide contenu dans le cylindre est refroidi à volume constant, de manière à revenir à la pression p_A et à la température T_A . Pour arriver à ce résultat, il faut soustraire au fluide une quantité de chaleur :

$$(\Pi + \varpi) c (T_D - T_A).$$

Nous supposons les chaleurs spécifiques constantes.

c étant le coefficient de chaleur spécifique à volume constant.

C'est cette quantité de chaleur que, par définition, nous considérons comme étant la perte par l'échappement. Nous allons rechercher la relation qui existe entre cette perte et la quantité qu'on mesure dans le calorimètre.

Examinons la marche du phénomène.

Au point D du diagramme, la soupape d'échappement est ouverte, le fluide sort à travers la soupape avec une grande vitesse (sous l'action d'une différence de pression de plusieurs kilogrammes, la vitesse est de l'ordre de grandeur de 300 m : s au moins dans les premiers instants). Cette vitesse est amortie rapidement par tourbillonnement, et, au bout d'un temps très court, l'état du fluide est le suivant : il occupe l'intérieur du cylindre et une partie de la canalisation d'échappement à la pression atmosphérique et il continue à s'écouler lentement sous l'action du piston qui le chasse hors du cylindre.

La première phase du phénomène ayant été très rapide, on peut considérer que l'écoulement brusque à travers la soupape puis l'amortissement par tourbillonnement de la vitesse ont été des transformations adiabatiques. Soit T_D la température du fluide et V_0 son volume total à la fin de cette détente.

Le fluide s'est dilaté adiabatiquement à l'encontre de la pression atmosphérique de $V + v$ à V_0 , il a fourni à l'encontre de la pression atmosphérique un travail :

$$p_A [V_0 - (V + v)].$$

D'autre part, comme il s'est dilaté adiabatiquement, le travail extérieur fourni est équivalent à la variation de la chaleur interne du fluide, c'est-à-dire à :

$$c (\Pi + \varpi) (T_D - T_D').$$

On a donc la première égalité :

$$c (T_b - T_b') (\Pi + \varpi) = A [V_o - (V + v)] p_\lambda. \quad (1)$$

Cela fait, le poids du fluide Π passe au travers du calorimètre. Il se refroidit d'abord de la température T_b' à la température T_λ . Nous avons alors l'égalité :

$$C\Pi (T_b' - T_\lambda) = c\Pi (T_b' - T_\lambda) + A [V_o - (V + v)] p_\lambda - A (v - v_1) p_\lambda. \quad (2)$$

C est la chaleur spécifique à pression constante, et l'égalité que nous venons d'écrire traduit la relation qui existe entre les chaleurs spécifiques C et c à pression constante et à volume constant.

Le terme $A (v - v_1) p_\lambda$ résulte du fait que le volume initial du gaz qui traverse le calorimètre est $V_o - v$ et non V_o ; son volume final est :

$$V_o + v - v_1,$$

v_1 étant le volume qu'occuperait le gaz resté dans la chambre de compression si on le ramenait à la température T_λ .

V_o est, en effet, le volume après expansion de la masse totale de gaz et $V + v$ le volume à T_λ de cette même masse totale.

Il est resté dans le cylindre un poids de fluide ϖ qui se mélange au fluide appelé de poids Π ; le mélange et les échanges de chaleur se font à pression constante.

La température finale du mélange est T_λ , de telle sorte que si θ désigne la température atmosphérique, nous avons l'égalité :

$$C\Pi (T_\lambda - \theta) = C\varpi (T_b' - T_\lambda) \quad (3)$$

D'autre part la quantité de chaleur mesurée dans le calorimètre est :

$$Q = C\Pi (T_b' - \theta),$$

que nous pouvons écrire :

$$C\Pi (T_b' - T_\lambda) + C\Pi (T_\lambda - \theta)$$

Remplaçant ces deux termes par les valeurs que nous tirons des équations (1), (2) et (3) nous trouvons :

$$C\Pi (T_b' - \theta) = c(\Pi + \varpi) (T_b - T_\lambda) + (C - c)\varpi (T_b' - T_\lambda) - A(v - v_1)p_\lambda,$$

$$\text{mais :} \quad (C - c)\varpi (T_b' - T_\lambda) = A(v - v_1)p_\lambda,$$

$$\text{donc :} \quad C\Pi (T_b' - \theta) = c(\Pi + \varpi) (T_b - T_\lambda). \quad \text{C. Q. F. D.}$$

5° Pertes par rayonnement.

Dans l'étude calorimétrique de la machine expérimentale à vapeur et à cylindre du Laboratoire de Liège, par M. Dwelshauver-Dery, on a trouvé que cette machine perdait 0,7 calorie par seconde. Or les caractéristiques de cette machine sont :

Alésage 300 mm.

Course 600 mm.

Le moteur Gillet-Forest a pour caractéristiques :

Alésage 140 mm.

Course 160 mm.

La surface de la machine de Liège est proportionnelle à :

$$0,3 \times 0,6 = 0,18.$$

Celle du moteur Gillet-Forest qui est refroidi par circulation d'eau et dont la paroi a une température voisine de celle d'une machine à vapeur étant proportionnelle à :

$$0,14 \times 0,16 = 0,0224,$$

nous avons admis que les pertes par rayonnement pour ces deux moteurs étaient proportionnelles aux surfaces respectives.

De telle sorte que, par heure, la perte par rayonnement du moteur Gillet-Forest est égale à :

$$0,7 \times \frac{0,0224}{0,18} \times 3600 = 30 \text{ calories.}$$

6° Perte par l'énergie cinétique résiduelle des gaz de l'échappement.

Lorsque les gaz d'échappement sortent du moteur, ils possèdent une certaine énergie cinétique. Celle-ci se transforme, en partie, en chaleur du fait des résistances rencontrées dans les tuyauteries et le silencieux, et nous retrouvons sous forme de chaleur dans le calorimètre cette partie transformée de l'énergie cinétique.

Mais à l'extrémité de la canalisation d'échappement, les gaz possèdent une énergie cinétique résiduelle que nous ne retrouvons pas dans le bilan.

Il est donc nécessaire d'en apprécier l'ordre de grandeur. Le poids du volume de gaz d'échappement dans l'heure, dans les conditions de fonctionnement de l'essai 17 par exemple, est de 48 kg 548 quand nous supposons exacte l'hypothèse de Sorel. (Voir remarque.)

Ce poids, soit 50 kg, est évacué pendant la période d'échappement, soit le 1/4 du temps de fonctionnement, soit 15 minutes.

Supposons que la vitesse des gaz à la sortie de la tuyauterie soit de 100 m : s, ce qui est un chiffre très élevé, les 50 kg de gaz pourront donc être considérés comme évacués du moteur en 1 heure, mais à la vitesse de $\frac{100}{4}$ m : s = 25 m : s.

L'énergie cinétique correspondante est :

$$\begin{aligned} 1/2 mv^2 &= \frac{1}{2} \frac{50}{9,81} \times 25 \times 25 \\ &= 1587 \text{ kgm ;} \end{aligned}$$

or, on sait qu'une calorie équivaut à 425 kgm. L'ordre de grandeur de l'énergie cinétique résiduelle des gaz de l'échappement est donc de 3 calories. Nous pouvons, par suite, négliger cette énergie cinétique résiduelle dans l'établissement des bilans.

CHAPITRE III

Interprétation des résultats.

Titre I.

Résumé.

L'usage du calorimètre.

A) emploi direct.

B) emploi avec coefficient de correction.

L'équation de fermeture du bilan utilisé pour la détermination de l'essence non brûlée.

L'emploi de l'équation de fermeture.

Si nous désignons par :

Q_e — La chaleur de l'essence (correspondant au pouvoir calorifique inférieur) ;

Q_p — La chaleur évacuée par l'eau de réfrigération de la paroi ;

Q_g — La chaleur évacuée par les gaz de l'échappement ;

Q_{li} — La chaleur équivalente au travail indiqué ;

Q_e — La chaleur de l'essence non brûlée, correspondant au pouvoir calorifique inférieur ;

Q_n — La chaleur évacuée par rayonnement et par perte par l'énergie cinétique résiduelle des gaz de l'échappement.

L'équation de fermeture du bilan est :

$$Q_e = Q_p + Q_g + Q_{li} + Q_e + Q_n.$$

Cette équation de fermeture est analogue à celle que Hirn a autrefois établie à l'occasion des moteurs à vapeur.

On sait qu'une équation de ce genre peut être envisagée à un double point de vue.

Soit comme moyen de vérification, si l'on a pu parvenir à mesurer séparément chacun de ses termes, soit comme moyen de calcul de l'un d'eux si tous les autres ont été calculés.

Par exemple, on pourra connaître ainsi la proportion d'essence non brûlée.

Dans cet ordre d'idées, il convient de mentionner spécialement ce qui concerne un terme important de cette équation, particulièrement difficile à évaluer, à savoir Q_g .

Pour l'évaluer, nous avons d'abord admis qu'on pouvait prendre, pour coefficient de chaleur spécifique, une valeur moyenne constante : à cet effet, la température des gaz à la sortie étant T_s et la température ambiante T_a , nous avons intercalé sur le trajet de l'évacuation des gaz, un calorimètre à circulation d'eau provoquant une chute de température de T_1 à T_2 . Pendant le trajet entre les deux pyromètres qui mesurent ces deux températures, le gaz perd un nombre Q de calories.

En l'hypothèse d'un état de régime, la chaleur évacuée, en une heure, par le gaz depuis la soupape d'échappement où la température est T_s jusqu'à leur diffusion dans l'atmosphère dont la température est T_a est :

$$\frac{T_s - T_a}{T_1 - T_2} = Q.$$

Le pyromètre donne $T_s - T_a$ par une lecture directe. On ne peut nier que cette expression de la chaleur des gaz perdue par l'échappement ne soit pas toujours rigoureuse, mais on peut admettre qu'elle reste valable dans un champ d'expérimentation restreint, avec recours, s'il est besoin, à un coefficient de correction.

D'autre part, il est clair que la présence, en proportion incertaine, d'une partie d'essence non brûlée est une cause d'irrégularité dans le calcul du terme Q_e .

En second lieu, l'évaluation directe du terme Q_e est impossible.

Aussi, pour cette double raison, doit-on chercher, par une série de tâtonnements, à se placer dans des conditions telles que le moteur fonctionne avec la consommation spécifique la plus faible qui puisse être réalisée. En cet état, le terme Q_e est nul et l'équation de fermeture permet alors de se rendre compte de la valeur de la méthode calorimétrique indiquée plus haut et de la nécessité occasionnelle d'un coefficient de correction.

Nous ajouterons de plus que nous avons été conduit à justifier l'emploi d'un coefficient de correction par la constatation expérimentale de la constance dans chaque série d'essais du quotient $\frac{Q_g}{Q}$.

Le degré de précision dans l'établissement des bilans.

L'hypothèse d'un établissement d'un régime régulier étant à la base de notre méthode, nous avons dû en contrôler l'existence. Le moteur employé nous étant connu de longue date, nous avons pu nous assurer qu'après une heure de fonctionnement, cet état de régime se trouvait établi. Nous avons, à cet effet, comparé plusieurs périodes successives du fonctionnement. Le degré de précision d'un bilan nous est donné par le degré d'irrégularité du reliquat quand nous rapprochons d'une part Q_s et d'autre part $Q_p + Q_g + Q_u$, seules quantités qui restent à considérer d'après ce qui précède.

La mesure de Q_s comporte trois causes d'erreurs sur des mesures partielles, erreurs qui se combinent pour engendrer l'erreur totale sur la mesure de Q_s .

- a) erreur sur la quantité d'essence introduite ;
- b) erreur sur la durée de l'essai ;
- c) erreur sur le pouvoir calorifique.

Le maximum que l'on peut atteindre pour ces erreurs est de 0,005 pour 1 sur la quantité d'essence, 0,005 pour 1 sur la durée de l'essai et de 0,03 pour 1 sur le pouvoir calorifique. L'erreur maxima absolue possible sur Q_s peut, dans ces conditions, être estimée égale à :

$$0,005 + 0,005 + 0,03 = 0,04 \text{ pour } 1.$$

Mesure de Q_p . — Cette mesure dépend : a) d'un écart de température de l'ordre de 40°. Cet écart dépend lui-même de deux lectures de température. Ces lectures comportent une erreur maxima de 1°, mais comme ces lectures étaient répétées en moyenne six fois, on peut estimer l'erreur maxima possible pour chaque lecture égale à 0°4, soit pour Q_p une erreur maxima possible de 0,02 pour 1.

La mesure de Q_p comporte de plus : b) la mesure d'un débit et l'erreur maxima absolue possible est de 0,005 pour 1.

Enfin la mesure de Q_p comporte l'estimation de : c) la durée de l'essai et nous pourrions encore admettre une erreur maxima absolue de 0,005 pour 1.

Donc sur Q_p , l'erreur maxima possible est de :

$$0,02 + 0,005 + 0,005 = 0,03 \text{ pour } 1.$$

Mesure de Q_g .

La mesure des calories de l'échappement Q_g comporte des erreurs sur les quantités mesurées qui sont les suivantes :

$a, b, c)$ $T = T_s - T_a, T_1, T_2$; et pour la mesure de Q : $d)$ la quantité d'eau ; $e, f)$ encore pour la mesure de Q , la température de l'eau à l'entrée du calorimètre θ_1 , celle à la sortie θ_2 , et enfin $g)$ la durée de l'essai.

Si nous supposons prises pour la mesure de T, T_1, T_2 , toutes les précautions dont nous parlerons plus loin, nous pouvons admettre une erreur maxima absolue possible de 0,02 pour 1, pour chacune des températures T, T_1, T_2 ; de même pour θ_1 et θ_2 ; mais comme toutes ces mesures de température étaient répétées en moyenne six fois, nous pouvons admettre une erreur maxima absolue possible de 0,008 pour 1 sur les valeurs moyennes des températures, de sorte que pour l'ensemble de ces températures, nous avons une erreur maxima absolue possible de 0,04 pour 1. Sur la mesure de la quantité d'eau et sur la durée de l'essai, nous pouvons admettre une erreur maxima possible de 0,005 pour 1 pour chacune des deux mesures.

La mesure de Q_g est, ainsi, susceptible d'apporter une erreur maxima absolue possible de :

$$0,04 + 0,005 + 0,005 = 0,05 \text{ pour 1.}$$

Mesure de Q_{ti} . — La mesure de Q_{ti} comporte la mesure du travail indiqué qui, dans les conditions très précises des mesures faites, peut comporter une erreur maxima absolue possible de 0,02 pour 1. En résumé, les erreurs maxima absolues possibles qui peuvent être faites sur les divers éléments du bilan sont, par unité :

Pour Q_e — 0,04

Pour Q_p — 0,02

Pour Q_g — 0,05

Pour Q_{ti} — 0,02

Mais Q_p entre pour $2/5$, Q_g également pour $2/5$ et Q_{ti} pour $1/5$ du nombre total des calories.

Sur la somme $Q_p + Q_g + Q_{ti}$ l'erreur maxima absolue possible est donc de :

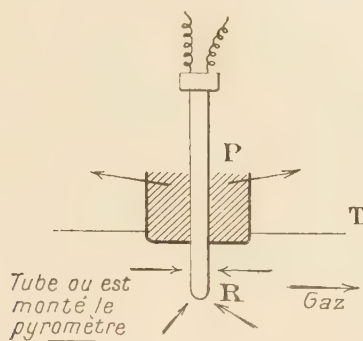
$$\frac{0,02 \times 2 + 0,05 \times 2 + 0,02 \times 1}{5} = 0,032.$$

Il y a lieu de noter que, pendant les essais, nous avons fait varier tous les éléments qui sont susceptibles de causes d'erreur (refroidissement plus ou moins énergique de la paroi, circulation plus ou moins active dans le calorimètre, changement de combustible, etc.). Cette manière de procéder a pour effet de réduire les erreurs probables partielles en éliminant celles d'entre elles qui *seraient systématiques*. L'examen du tableau des données en p. 100 des bilans thermiques nous donne la mesure de l'irrégularité du reliquat dans nos différents essais.

Mécanisme de l'action de refroidissement des pyromètres.

Le pyromètre perd de la chaleur par la région P par rayonnement, refroidissement à l'air, refroidissement par le tuyau d'échappement s'il n'en est pas suffisamment isolé. Soit Q la quantité de chaleur ainsi perdue. Le pyromètre gagne de la chaleur par la région R immergée dans le courant gazeux, cette quantité est Q , en raison de l'état de régime qui s'établit. Cette quantité de chaleur qui *entre et sort* doit passer des gaz au pyromètre,

mais elle éprouve une résistance au passage qui dépend du coefficient de conductibilité externe C (Ser, *Physique industrielle*).



La température du pyromètre en R est donc :

$$T' < T,$$

T étant la température des gaz et l'on a :

$$Q = C(T - T').$$

De même la quantité de chaleur Q doit se communiquer à l'air, soit Γ le coefficient de conductibilité externe en P.

La température t' de la soudure froide est supérieure à la température de l'air et l'on a :

$$Q = \Gamma(t' - t)$$

(ce dernier élément est négligeable d'ailleurs).

L'erreur est donc :

$$(T - T') + (t' - t)$$

et elle provient du passage par le corps du pyromètre de la quantité de chaleur Q .

Remarque.

Cet exposé est schématique, car la quantité de chaleur Q n'entre pas entièrement par la région de la soudure chaude bien qu'elle y entre en grande partie.

De plus elle ne sort que très partiellement par la région de la soudure froide et l'on peut faire $t = t'$ sensiblement.

Quoi qu'il en soit, l'erreur est proportionnelle à la quantité de chaleur Q véhiculée par le pyromètre. C'est pour cela que nous avons été conduits à l'isoler thermiquement de la paroi.

Les pyromètres étaient composés d'un couple thermo-électrique cuivre-constantan.

Les deux fils isolés jusqu'à la soudure étaient placés à l'intérieur d'une canne creuse en cuivre rouge, canne de 5 mm. de diamètre extérieur.

La soudure à l'extrémité de la canne était placée au milieu de la masse gazeuse et la canne était soigneusement isolée dans un bouchon creux en fer bourré d'amiante qui se vissait dans la paroi de la canalisation à l'intérieur de laquelle circulaient les gaz.

De plus, certaines précautions de position du pyromètre par rapport au moteur et au calorimètre s'imposaient : en effet l'extrémité de la canne rayonne de la chaleur si elle

se trouve dans le voisinage immédiat d'une paroi refroidie ou reçoit de la chaleur rayonnée si elle se trouve dans le voisinage d'une source de chaleur importante.

C'est ainsi que nous avons été conduits à rechercher les conditions convenables de position du calorimètre et d'emplacement des pyromètres, conditions qui nous ont amenés, au cours de nos essais et pour certaines positions du calorimètre et des pyromètres, à adopter un coefficient de correction dont nous justifions, par ailleurs, l'emploi. Considérons l'égalité :

$$Q_g = Q \frac{T}{T_1 - T_2}.$$

$\frac{T}{T_1 - T_2}$ est toujours > 1 , car $T > T_1$.

La mesure de la précision avec laquelle on obtiendrait Q_g serait celle avec laquelle on mesure Q , si on avait :

$$\frac{T}{T_1 - T_2} = 1.$$

Ce serait le cas de :

$$\begin{cases} T = T_1 \\ T_2 = 0 \end{cases}$$

et alors $Q_g = Q$.

Pour Q_g constant, Q croît lorsque $\frac{T}{T_1 - T_2}$ décroît en tendant vers 1. Donc la précision dans la mesure de Q_g croît quand $\frac{T}{T_1 - T_2}$ décroît. C'est le cas :

1° Ou le refroidissement du calorimètre est très énergique. En effet, dans ce cas, Q croît et $T_1 - T_2$ croissant, $\frac{T}{T_1 - T_2}$ décroît.

2° On évacue plus de calories par la paroi, toutes conditions de fonctionnement du moteur semblables d'ailleurs, alors $Q \frac{T}{T_1 - T_2}$ est plus petit. On peut se trouver dans des conditions plus favorables de refroidissement du calorimètre (c'était le cas dans plusieurs de nos essais) et Q ne décroissant pas ainsi, $\frac{T}{T_1 - T_2}$ décroît et la précision est augmentée.

Titre II.

Résumé.

La puissance maxima ne correspond pas à la consommation spécifique minima. — Explication du fait qu'une moins bonne utilisation de l'essence peut correspondre à une augmentation de puissance.

L'équation de fermeture du bilan ne peut être vérifiée que dans le cas de la combustion complète.

Nous vérifions par analyse chimique que cette combustion est complète, dans le cas de la consommation spécifique la plus faible qui puisse être réalisée pour un fonctionnement normal et régulier du moteur.

D'une façon précise, nous nous proposons le problème suivant : Une certaine quantité d'air travaillant dans un moteur, c'est-à-dire avec une compression déterminée, le meilleur mode de travail au point de vue du rendement thermodynamique correspond-il à la communication à cet air de la plus grande quantité de chaleur possible, c'est-à-dire au maximum d'essence dont il peut assurer la combustion.

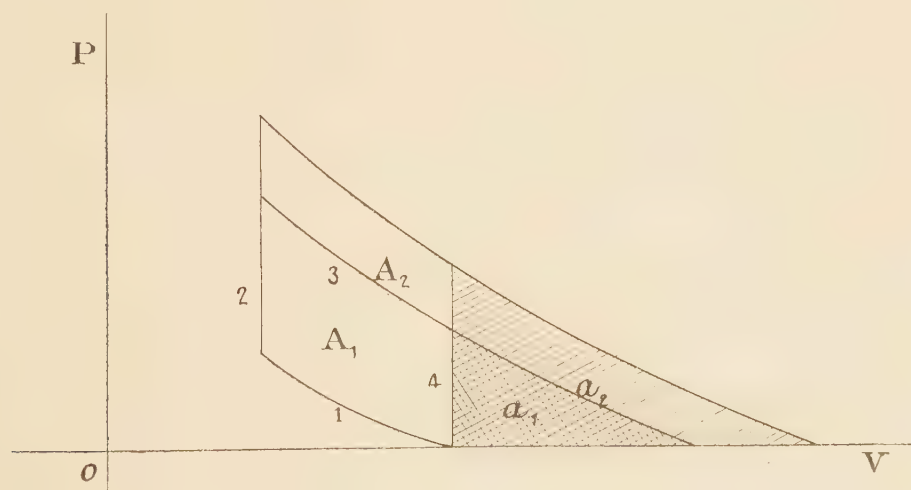
Il est clair que le maximum de chaleur, communiqué à l'air, fournit le maximum de travail. Nous allons examiner si le maximum de travail correspond au maximum de rendement thermodynamique.

S'il nous est démontré que des mélanges pauvres donnent le maximum de rendement thermodynamique, nous comprendrons comment il se fait qu'un meilleur remplissage du cylindre associé à un appauvrissement du mélange, améliore, dans certains cas, la consommation spécifique.

Il a, en effet, pour résultat d'augmenter la compression, ce qui permet de brûler des mélanges plus pauvres. Ce serait une erreur de croire qu'un meilleur remplissage du cylindre a pour résultat, les conditions de réfrigération et d'évacuation des gaz brûlés restant les mêmes, d'améliorer la détente.

En vue d'élucider ces différents points, nous allons étudier comment la perte par détente incomplète peut être influencée par un excès d'essence.

Dans ce but, figurons le diagramme théorique correspondant à la consommation spécifique minima. Ce diagramme est formé de la courbe de compression, 1, d'une courbe de transformation à volume constant correspondant au dégagement de chaleur dû à l'explosion, 2, d'une courbe de détente, 3, d'une courbe de transformation à volume constant correspondant à l'échappement, 4. Nous ne figurons pas les lignes du diagramme qui correspondent à l'évacuation et à l'admission, ces opérations ne jouant aucun rôle dans l'analyse théorique du fonctionnement du moteur, puisque tout se passe comme si l'on soustrayait de la chaleur au gaz à la fin de la détente pour comprimer immédiatement le gaz refroidi. Dans tout ce qui va suivre, et pour simplifier le langage, nous réduirons le cycle de la même manière.



L'examen de ce cycle montre qu'une partie de la chaleur fournie au gaz correspondant à la surface A_1 a été transformée en travail, qu'une autre partie correspondant au travail que le gaz aurait fourni s'il s'était détendu jusqu'à la pression atmosphérique, travail représenté par la surface a_1 , a été perdue par l'échappement. De ce point de vue, nous pouvons appeler cette perte : perte par détente incomplète du gaz.

L'importance relative de la perte par détente incomplète est donnée par le rapport :

$$\frac{a_1}{A_1}.$$

Ce diagramme correspond à un certain excès d'air par rapport à la quantité strictement nécessaire pour assurer la combustion de l'essence (1,3 fois cette quantité, d'après Sorel).

Supposons que nous augmentions la quantité d'essence fournie au moteur : il peut arriver, si cette augmentation n'est pas trop grande, que cette essence soit encore complètement brûlée, mais alors la quantité de chaleur développée devient plus grande, la température initiale du gaz au commencement de la courbe de détente est alors plus grande et il en résulte que la courbe de détente est située au-dessus de la précédente.

Les surfaces correspondantes A_2 et a_2 sont telles que :

$$A_2 > A_1 \quad a_2 > a_1$$

la puissance du moteur a augmenté, en supposant bien entendu la vitesse de rotation la même que dans le premier cas ; la perte par détente incomplète a augmenté aussi.

Ainsi que nous le verrons, les courbes de compression et de détente peuvent être représentées empiriquement par des équations de la forme :

$$pv^\gamma = \text{constante}$$

ou γ désigne une constante dont la valeur peut changer en raison des modifications des effets de paroi, modifications provenant des différences de température des gaz qui évoluent dans le cylindre.

On conçoit cependant que le rapport $\frac{a_2}{A_2}$ puisse être plus grand que le rapport $\frac{a_1}{A_1}$.

Dans ces conditions, la puissance ayant augmenté, l'importance relative de la perte par détente incomplète augmente aussi. Comme il est clair qu'il en est de même de la perte par la paroi, puisque les gaz sont plus chauds, il en résulte que, l'importance relative des pertes augmentant, la consommation spécifique augmente en même temps que la puissance.

Nous allons démontrer qu'il résulte de l'allure, expérimentalement constatée, des courbes de compression et de détente qu'il en est ainsi, c'est-à-dire que :

$$\frac{a_2}{A_2} > \frac{a_1}{A_1}$$

dans les deux alternatives caractéristiques qui peuvent se présenter :

1° La pression initiale du gaz au commencement de la détente est plus grande, mais la loi de détente reste la même ;

2° La pression du gaz au commencement de la détente est la même, mais la détente est moins rapide, c'est-à-dire que la pression diminue moins vite lorsque le volume augmente.

Nous interpréterons, ensuite, à quels faits physiques correspondent ces deux cas.

La démonstration que nous allons donner a pour base ces deux faits :

1° Les lois de détente ou de compression dans les moteurs peuvent être représentées, on vient de le voir, par des équations de la forme :

$$pv^\gamma = C = \text{constante}$$

où γ indique une constante dont la valeur peut varier suivant les cas.

2° Deux courbes :

$$pv^{\gamma} = C_1 \quad pv^{\delta} = C_2$$

ne se coupent jamais ;
et deux courbes :

$$pv^{\gamma} = C_1 \quad pv^{\delta} = C_2$$

ne peuvent se couper qu'en un point, v étant positif.

I. Soient p_1, p_2, p_3 , les valeurs de p correspondant à une même valeur de v pour les trois courbes.

$$\text{On a :} \quad p_1 v^{\gamma} = C_1, \quad p_2 v^{\gamma} = C_2, \quad p_3 v^{\gamma} = C_3 ;$$

d'où résulte :

$$(p_1 - p_3) v^{\gamma} = C_1 - C_3 \quad (p_2 - p_3) v^{\gamma} = C_2 - C_3,$$

soit dA_1 , la portion d'aire comprise entre les courbes C_1 et C_3 et les parallèles à Op d'abscisses v et $v + dv$.

On a :

$$dA_1 = (p_1 - p_3) dv = (C_1 - C_3) \frac{dv}{v^{\gamma}}.$$

De même si dA_2 est la portion analogue d'aire comprise entre C_2 et C_3 , on a :

$$dA_2 = (p_2 - p_3) dv = (C_2 - C_3) \frac{dv}{v^{\gamma}} ;$$

d'où :

$$\frac{dA_2}{dA_1} = \frac{C_2 - C_3}{C_1 - C_3} ;$$

si l'on fait le même calcul pour la portion d'aire virtuelle correspondant à l'arrêt de la détente, on aura :

$$\frac{da_2}{da_1} = \frac{C_2 - C_3}{C_1 - C_3} ;$$

d'où :

$$\frac{dA_2}{dA_1} = \frac{da_2}{da_1}.$$

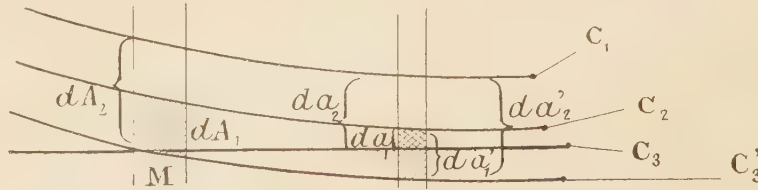
II. Supposons maintenant que nous considérons les trois courbes :

$$pv^{\gamma} = C_1, \quad pv^{\gamma} = C_2, \quad pv^{\delta} = C_3 \quad \delta < \gamma,$$

dont l'ensemble diffère des précédentes parce qu'à l'une des courbes extrêmes, nous avons substitué une courbe correspondant à une détente moins rapide, je dis que l'on a maintenant entre les mêmes surfaces élémentaires la relation d'inégalité :

$$\frac{da_1}{dA_1} < \frac{da_2}{dA_2}.$$

Pour la démontrer, par le point M, nous menons la courbe auxiliaire $pv^\gamma = C'_3$ dénotée (C'_3) :



De l'hypothèse que nous avons faite sur les positions relatives des courbes C, il résulte que la figure a nécessairement la forme qui lui a été donnée. Or, si nous désignons par da'_1 et da'_2 les surfaces élémentaires correspondant à cette nouvelle courbe, nous avons :

$$\frac{da'_1}{dA_1} = \frac{da'_2}{dA_2} \quad \frac{dA_2}{dA_1} = \frac{da'_2}{da'_1} ;$$

or, on passe de la fraction plus grande que l'unité $\frac{da'_2}{da'_1}$ à la fraction $\frac{da_2}{da_1}$ en retranchant, des deux termes, la même quantité, il en résulte que l'on a :

$$\frac{da_2}{da_1} > \frac{da'_2}{da'_1} ,$$

et par suite :

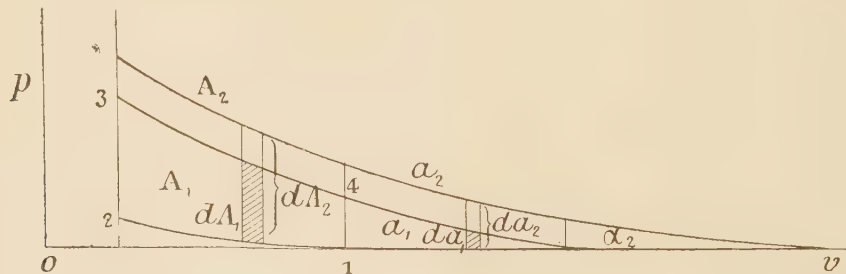
$$\frac{dA_2}{dA_1} < \frac{da_2}{da_1} \quad \frac{da_1}{dA_1} < \frac{da_2}{dA_2} .$$

La démonstration serait encore plus simple si c'était la courbe C_1 que l'on venait à modifier, elle serait, d'ailleurs, dirigée de la même manière.

Il importe d'observer, en terminant, qu'il n'est point nécessaire que la troisième courbe que l'on envisage ait une équation de la forme $pv^\delta = C$, il suffit qu'elle ait, par rapport aux premières, dans les limites de la figure, les mêmes relations que cette dernière courbe, quant à l'inclinaison et à la position des points d'intersection.

III. Venons maintenant à ce qui se passe dans un diagramme de moteur. Considérons un tel diagramme 1, 2, 3, 4.

On sait : 1° que la courbe de compression, c'est là un fait expérimental constaté dans le plus grand nombre des cas (Witz, t. I, p. 349), a une équation dans laquelle γ est plus petit que dans la courbe de détente.



2° que si l'on veut figurer le diagramme représentant la détente complète du gaz jusqu'à la pression atmosphérique on est conduit à prolonger la courbe de compression par une droite horizontale.

Dans ces conditions, supposons que, la quantité d'essence venant à augmenter, la courbe de détente se relève un peu. Nous pouvons supposer, si l'augmentation a été faible,

que les conditions de fonctionnement au point de vue des températures et des échanges de chaleur avec la paroi changent assez peu pour que l'on puisse regarder la courbe de détente comme restant de même type (même γ). Si donc nous groupons, élément à élément, les parties A et a du diagramme complet, nous avons entre les éléments groupés et par suite entre leurs sommes les relations :

$$\frac{da_2}{dA_2} > \frac{da_1}{dA_1}, \quad \frac{a_2}{A_2} > \frac{a_1}{A_1},$$

a fortiori :

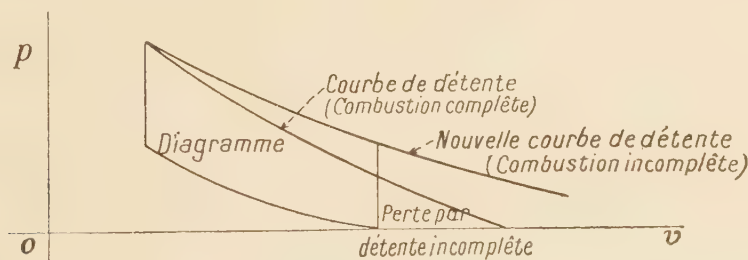
$$\frac{a_2 + \alpha_2}{A_2} > \frac{a_1}{A_1}.$$

Notre conclusion est encore confirmée par la présence de l'élément supplémentaire α_2 .

Il importe bien d'observer que notre conclusion serait infirmée, si à l'augmentation de la quantité d'essence correspondait un renforcement de la réfrigération tel que la nouvelle courbe de détente soit plus inclinée que la première, mais ce cas n'est pas celui de la pratique : on sait, en effet, que la réfrigération est assurée par un radiateur dont l'efficacité est constante.

Sous le bénéfice de cette réserve, on comprend qu'un léger excès d'essence peut avoir pour résultat d'augmenter, à la fois, la puissance du moteur et la consommation spécifique parce qu'il accroît la perte par détente incomplète.

IV. Imaginons maintenant que l'excès d'essence continue à augmenter, il arrivera un moment où la combustion ne sera plus complète par défaut d'air. On ne peut pas affirmer que le point de départ de la courbe de détente continuera alors à s'élever, mais la puissance peut encore croître, le fluide évoluant renferme alors des produits complexes résultant d'une combustion incomplète, voire même de la vapeur d'essence, sa chaleur spécifique n'est donc plus la même et la courbe de détente se rapproche de la courbe de détente des vapeurs. Le diagramme, dans ces conditions, se déforme, comme le montre la figure ci-contre :



L'on conçoit, en application de ce que nous avons démontré, qu'il puisse en résulter un nouvel accroissement de la perte par détente incomplète et par suite un accroissement parallèle nouveau de la consommation spécifique et de la puissance.

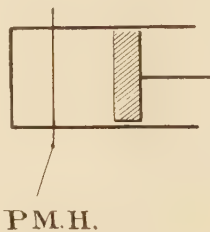
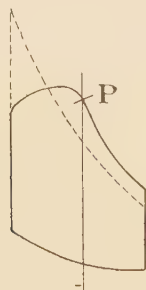
Il y a, dans ce phénomène, une analogie intéressante à signaler : certains combustibles, l'alcool par exemple, donnent dans les produits de la combustion une proportion de vapeur d'eau notable par rapport à l'acide carbonique et cette eau joue le rôle de la vapeur d'essence.

C'est d'ailleurs le rôle de l'injection d'eau proposée par Banki et couramment appliquée dans les moteurs à pétrole lampant, notamment les semi-Diesel à 2 et 4 temps utilisés principalement en Danemark et en Suède pour la propulsion des embarcations de pêche.

Toutefois, cette analogie ne doit pas être exagérée : elle est seulement dans la forme gonflée, s'il est ainsi permis de parler, du diagramme et non dans les considérations relatives à la consommation que nous venons de donner.

En résumé, il est *parfaitement explicable que la puissance d'un moteur puisse augmenter lorsqu'on augmente la proportion d'essence qui correspond à la consommation spécifique minima, c'est-à-dire à la meilleure utilisation du combustible et que même elle continue d'augmenter lorsque cette proportion dépasse celle qui correspond à la combustion complète.*

Il reste à concilier ce que nous venons de dire relativement à l'augmentation de la pression initiale avec le fait expérimental constaté que le fonctionnement d'un moteur peut devenir dur par manque d'essence.



Dans les conditions normales de fonctionnement, c'est-à-dire lorsque l'excès d'air est voisin de celui qui correspond à la consommation spécifique minima, la combustion n'est pas rigoureusement à volume constant, mais elle se prolonge pendant les tout premiers instants de la courbe de détente. Ce que nous venons de dire du surélévation de la courbe de détente doit donc être entendu en ce sens que le phénomène se manifeste à partir d'une position du piston très voisine du point mort haut, la portion de courbe précédente étant plus ou moins altérée par le retard de la combustion.

Dans ces conditions, la dureté de fonctionnement peut se manifester de deux manières essentiellement distinctes :

1^o Elle peut résulter d'une surélévation d'ensemble de la courbe de détente, c'est le cas que nous venons d'examiner lorsqu'il y a un excès d'essence. On sait, en effet, que les moteurs sont plus durs lorsqu'on leur fait donner tout le maximum de leur puissance. *C'est la dureté par excès d'essence.*

2^o Elle peut résulter encore d'un phénomène local, s'il est ainsi permis de parler, dont le siège est la toute première partie du diagramme : lorsqu'il y a de l'air en excès, il peut arriver que le mélange combustible soit plus facilement inflammable et que, par suite, la combustion se rapproche davantage d'une combustion à volume constant ; dans ce cas, la courbe de détente, bien que plus basse dans son ensemble parce qu'il y a une moindre quantité de chaleur dégagée, peut cependant donner une pression initiale plus élevée pendant un temps fort court, parce qu'il n'y a pas la troncature due au léger retard de la combustion. *C'est la dureté par insuffisance d'essence.* (Voir dans le sens de ces vues, dans Witz, des cas où la vitesse de propagation de l'explosion est plus grande dans des mélanges moins riches, t. III, p. 156.)

Il nous reste enfin à faire une remarque importante concernant la fermeture du bilan.

Nous avons dit, dans le titre I, que nous déterminions *Q_e* par la considération de la fermeture du bilan, dans le cas de la combustion complète de l'essence. Pour avoir un cas où la combustion est certainement complète, nous avons admis qu'elle l'était dans le cas de la consommation spécifique la plus faible qui puisse être réalisée, pour un fonctionnement normal et régulier du moteur.

Cette hypothèse est gratuite en tant du moins que l'on raisonne seulement en prenant pour base l'analyse de l'évolution, avec la proportion d'air, des pertes par la paroi et l'échappement.

Aussi, nous avons dû justifier cette hypothèse par la constatation, à l'aide de l'analyse chimique, de l'absence d'essence libre dans les gaz de l'échappement.

Titre III

Résumé.

La puissance maxima d'un moteur et sa consommation spécifique dépendent du degré de réchauffage du mélange carburé avant son introduction dans le moteur. Elles dépendent également de la température des gaz à l'échappement résultant des conditions de détente de ces gaz. Le rôle du silencieux.

Du réchauffage du mélange carburé.

Les conditions des essais étaient les suivantes :

En ce qui concerne :

1° le refroidissement de la paroi : la température de l'eau à l'entrée a varié de 18° à 22°; la température de l'eau à la sortie a varié de 80 à 95°. Nous nous sommes efforcés de donner le maximum de température à l'eau de refroidissement et de nous rapprocher de la température de 95°.

2° L'allumage pour chaque essai : nous avons vérifié que le point d'allumage était bien celui qui correspondait au maximum de puissance.

3° La nature de l'essence : l'essence employée était la motoline Leprêtre, de poids spécifique 701 à 15° C.

Dans ces essais, nous avons considéré la vitesse angulaire, de 800 tours par minute, du moteur que des expériences antérieures nous ont démontrée voisine du maximum de puissance du moteur.

Nous avons tout d'abord cherché à réaliser le *maximum de puissance massique du moteur* avec le *minimum de consommation spécifique compatible avec ce maximum de puissance pour cette vitesse angulaire*.

A cet effet, nous plaçant dans les conditions indiquées au tableau ci-après, nous avons réglé le carburateur *dans tous les cas* avec air ouvert en grand et *par seule action* sur le débit d'essence, par un pointeau à repères.

Nous avons fait ces essais à des températures d'admission différentes ; mais, pour chaque température, étant donné que le gicleur avait un débit variable suivant la température, du fait de la dilatation du métal et du fait de la variation des conditions physiques du combustible au point de vue de son écoulement au travers un orifice étroit (coefficient de Poiseuille), étant donné également que la dépression au droit du gicleur variait avec la température des gaz, nous procédions à un réglage du pointeau de telle façon que nous obtenions toujours la puissance maxima avec minimum de consommation spécifique. Pour réaliser ces points, il nous suffisait d'agir sur le pointeau pour diminution du débit d'essence jusqu'à ce que nous constations soit une augmentation de puissance quand l'essence était au préalable en excès, soit une diminution de la puissance quand, diminuant de plus en plus le débit, nous arrivions à l'excès d'air. Dans la première série d'essais, toujours pour chaque température d'admission, nous avons étudié également l'influence d'un excès d'air, par une diminution du débit d'essence, dans des conditions de puissance telles que l'on soit assuré d'une marche suffisamment régulière du moteur.

Il est à noter, en effet, que l'excès d'air se traduit toujours par une irrégularité assez grande des coups moteurs. Partant du principe de *la meilleure utilisation du moteur au point de vue puissance massique*, nous nous sommes toujours tenus au voisinage de la puissance maxima et n'avons provoqué, par excès d'air, qu'une diminution de puissance n'excédant pas 5 p. 100.

T de 5 à 10° C. Carburation normale.

P en chevaux	C _i en litres par heure.	C _s en litres par cheval heure.	Cs en kg.
8,77	4,580	0,522	0,365
8,71	4,440	0,510	0,357
9,14	4,740	0,518	0,362
8,91	4,560	0,511	0,358
9,05	4,660	0,514	0,360
Moyenne : 8,91	4,596	0,514	0,360
Écarts maxima entre les résultats et les moyennes : 2,4 p. 100	3,3 p. 100	1,4 p. 100	
<i>Carburation modifiée. Excès d'air.</i>			
8,82	4,200	0,476	0,333

Diminution de la puissance du fait de l'excès d'air, 1 p. 100.

Diminution de la consommation spécifique, 7,4 p. 100.

T de 15 à 25° C. Carburation normale.

P en chevaux	C _i en litres par heure.	C _s en litres par cheval-heure.	Cs en kg.
8,56	4,500	0,525	0,367
8,64	4,560	0,527	0,369
8,77	4,680	0,533	0,373
Moyenne : 8,65	4,580	0,528	0,369
Écarts maxima entre les résultats et les moyennes : 1,4 p. 100	2,2 p. 100	0,8 p. 100	
<i>Carburation modifiée. Excès d'air.</i>			
8,57	4,200	0,490	0,343
8,47	4,176	0,492	0,344
Moyenne : 8,52	4,188	0,491	0,344
Écarts maxima entre les résultats et les moyennes : 0,6 p. 100	0,3 p. 100	0,2 p. 100	

Diminution de puissance du fait de l'excès d'air, 1,6 p. 100.

Diminution de la consommation spécifique, 7 p. 100.

T de 50 à 65° C. Carburation normale.

P en chevaux	C _i en litres par heure.	C _a en litres par cheval-heure.	Cs en kg.
8,11	4,080	0,502	0,351
8,02	4,080	0,508	0,356
7,96	4,320	0,542	0,379
8,14	4,200	0,515	0,361
Moyenne : 8,06	4,170	0,516	0,361
Écarts maxima entre les résultats et les moyennes ; 1,2 p. 100	3,5 p. 100	4,8 p. 100	
<i>Carburation modifiée. Excès d'air.</i>			
7,78	3,480	0,472	0,330

Diminution de la puissance du fait de l'excès d'air, 3,5 p. 100.

Diminution de la consommation spécifique, 8,5 p. 100.

N. B. — Les écarts par rapport aux chiffres moyens pour la puissance et surtout pour la consommation spécifique proviennent de la non-concordance du réglage du débit d'essence et de la température des gaz à l'admission. Nous avons néanmoins fait état de ces chiffres, car ils sont très voisins du dernier essai (8 ch. 91 et 0 l. 471) qui a été fait pour $T_2 = 65^\circ\text{C.}$, dans des conditions favorables.

Conclusions.

1° L'augmentation de la température des gaz à l'admission se traduit entre les limites de 5 et 65° C. par une diminution de la puissance massique du moteur, diminution qui, entre ces limites, est de 10 p. 100 environ (9,5 p. 100 dans nos essais).

2° Les variations de la consommation spécifique dues aux variations de la température d'admission après réglage du carburateur pour consommation minima correspondante au maximum de puissance ne sont pas appréciables. Il y a un certain équilibre entre deux facteurs d'influence contraire. D'une part, le moins parfait remplissage de la cylindrée, du fait de l'élévation de température des gaz de l'admission.

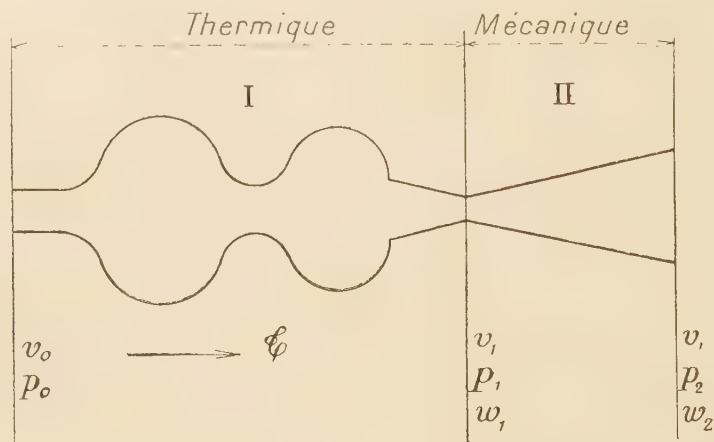
D'autre part, les conditions physiques plus avantageuses de ces gaz (compression, homogénéité, etc.), du fait de l'élévation de température.

3° Un léger excès d'air, pour toutes les températures des gaz à l'admission se traduit : 1° par une légère diminution de la puissance massique, d'ordre de grandeur de 2 p. 100 accompagnée d'une légère irrégularité dans la puissance, provenant de variations simultanées du couple moteur et de la vitesse angulaire (ordre de grandeur des écarts extrêmes de puissance 1 p. 100 ; 2° par un accroissement du rendement thermodynamique du moteur (ordre de grandeur de la diminution de la consommation spécifique 7 à 8 p. 100).

Le rôle du silencieux.

Le silencieux en diminuant par refroidissement le volume des gaz et en utilisant méthodiquement leur vitesse pour faciliter leur déversement dans l'atmosphère augmente la puissance du moteur, à moins que d'autres phénomènes parasites ne viennent contrebalancer cet effet utile.

Pour l'analyse de ce phénomène, nous supposons le silencieux divisé en deux parties : dans la première se produit le phénomène thermique, dans la seconde le phénomène mécanique.



Du fonctionnement du silencieux. — Considérons donc la figure schématique ci-dessus dans laquelle l'appareil est représenté comme divisé en deux parties : l'une (I) dans laquelle s'effectuent des phénomènes de nature thermique, l'autre (II) dans laquelle se produisent des phénomènes de nature mécanique.

Dans la première partie de l'appareil, nous supposons qu'il y a échange de chaleur mais que les gaz entrent et sortent à la même vitesse, du fait de sections appropriées. Cette hypothèse a pour but d'éviter d'introduire dans l'équation qui va être écrite un terme tenant compte de la variation de l'énergie cinétique des gaz de l'entrée à la sortie.

Ainsi, dans cette partie, le volume des gaz varie.

Dans la seconde partie, le volume est invariable (faible variation de pression et absence d'échange de chaleur) la vitesse seule varie.

Dans l'ensemble de l'appareil, circule une certaine quantité de gaz, pendant l'unité de temps, Ils entrent avec un volume V_0 et une pression p_0 , et ils sortent avec un volume V_1 et une pression p_1 de la partie I. Pour les introduire dans le silencieux il faut effectuer un travail $p_0 V_0$.

Pendant qu'ils traversent cette partie de l'appareil ils éprouvent un travail résistant $\mathcal{E}$ qui se transforme en chaleur dissipée par le silencieux.

Pour passer de I dans II il faut qu'ils refoulent le gaz et produisent un travail $p_1 V_1$, d'où l'équation applicable au passage des gaz dans I :

$$p_0 V_0 = \mathcal{E} + p_1 V_1. \quad (1)$$

Dans cette équation V_0 est déterminé par la température des gaz à la sortie du moteur, $\mathcal{E}$ dépend de la construction du silencieux, p_1 est déterminé par le fonctionnement de II, V_1 est déterminé par les échanges de chaleur dans le silencieux, d'après nos hypothèses.

Donc p_0 est notre seule inconnue c'est la contrepression, peu différente d'ailleurs de la pression atmosphérique p_2 . Cherchons maintenant la relation entre p_1 et p_2 . Nous admettons, pour les raisons données plus haut, que nous sommes en présence de l'écoulement d'un fluide incompressible et dont la température ne varie pas puisqu'il n'y a pas échange de chaleur.

L'équation de Bernouilli nous donne :

$$p_1 + \frac{\rho}{2} W_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} W_2^2 \quad (2)$$

Nous négligeons la perte de charge dans cette partie du silencieux. L'introduction de cette perte de charge ne changerait rien à nos conclusions.

$\frac{\rho}{2}$ est la densité du fluide ;

W_1 et W_2 les vitesses d'écoulement dans les sections considérées. D'autre part, l'équation de continuité donne :

$$\lambda = W_1 \sigma_1 = W_2 \sigma_2 \quad (3)$$

où σ_1 et σ_2 sont les surfaces des sections considérées ; (2) devient alors :

$$p_1 + \frac{\rho}{2} \frac{\lambda^2}{\sigma_1^2} = p_2 + \frac{\rho}{2} \frac{\lambda^2}{\sigma_2^2}.$$

On voit que p_1 est plus petit que p_2 ; p_2 est la pression atmosphérique, de telle sorte que l'adjonction au silencieux de la partie dans laquelle s'effectue des phénomènes purement mécaniques, à savoir l'écoulement des gaz à température constante et pouvant être considérés, par suite, comme sensiblement incompressibles, produit absolument le même résultat que si cette partie du silencieux était supprimée et la pression terminale réduite.

Si nous nous reportons à l'équation (1) nous constatons que toute réduction de la pression terminale, les autres éléments (résistance mécanique du passage des gaz et échange de chaleur) restant les mêmes, a pour effet de réduire p_0 .

En résumé : 1° toute sortie de chaleur du silencieux a pour résultat de réduire le volume des gaz à la sortie du silencieux, et par suite le travail nécessaire pour le déverser dans l'atmosphère.

2° Tout épanouissement méthodique du silencieux a pour résultat d'abaisser à son entrée la pression des gaz.

Or, le travail pour introduire les gaz dans le silencieux, c'est-à-dire la perte que cet organe apporte, diminue avec l'intensité de ces deux effets.

C'est là un résultat favorable.

Toutefois pour l'obtenir on est conduit à augmenter la complication du silencieux et par suite la résistance totale qu'éprouvent les gaz pour le traverser. C'est là un phénomène nuisible et il y a un problème d'équilibre.

Il est clair qu'un refroidissement artificiel par l'eau sera un procédé conduisant à des résultats favorables. Dans le cas où il n'y a pas de silencieux, le travail de déversement est $p_0 v_0$.

p_0 est alors égal à la pression atmosphérique,

v_0 étant plus grand, on ne bénéficie pas de la réduction de volume dans le silencieux due à un échange de chaleur ni de la réduction de pression due à l'épanouissement de la veine.

Il en résulte que les silencieux bien construits donnent un accroissement de puissance.

Il est clair que le dispositif d'échappement libre serait plus avantageux qu'un silencieux à grande résistance.

Nous avons pu, au cours de nos essais, nous placer dans des conditions de fonctionnement assez semblables à celles que présente la partie à fonctionnement thermique du silencieux schématique.

A cet effet nous avons effectué des mesures de puissance et de consommation en faisant marcher le moteur :

1° A échappement libre;

2° A échappement libre, mais après passage dans le calorimètre placé immédiatement à la sortie du moteur.

	A échappement libre avec refroidissement par le calorimètre	A échappement libre sans refroidissement par le calorimètre
Puissance moyenne d'une série d'essais (en chevaux).....	7,79	7,17
Vitesse linéaire moyenne du piston en m : s....	4,32	4,29
Pression moyenne calculée en kg : cm ²	3,49	3,23
Consommation spécifique moyenne en kg : ch..	0,355	0,379

Ces essais confirment ceux que nous avons eu l'occasion de faire au Laboratoire de l'Automobile-Club de France, à l'occasion d'un concours de silencieux, essais dont nous donnons les résultats et qui furent réalisés avec le même moteur Gillet-Forest.

Le moteur était muni sur la bride d'échappement d'une fourche en tubes d'acier, fourche à deux branches verticales rigoureusement symétriques, terminées chacune par une bride creuse.

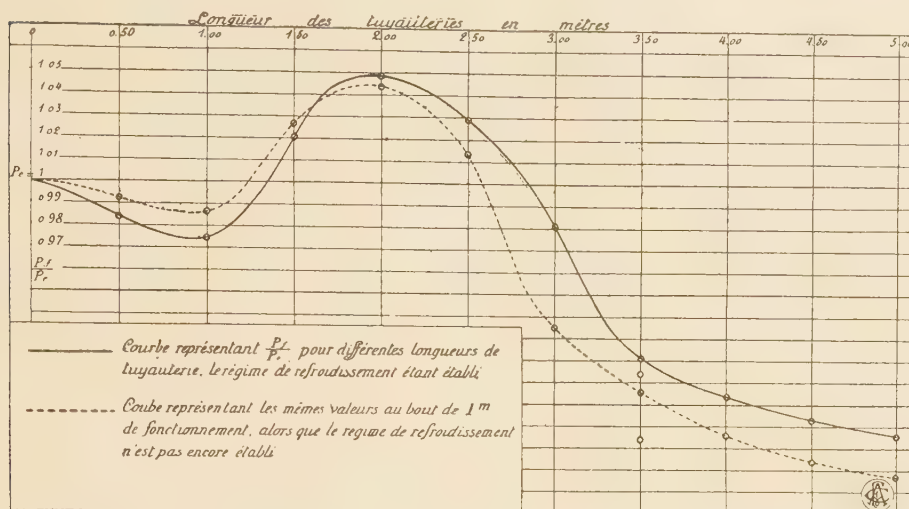
Sur l'une de ces brides se montait la tuyauterie en essais, par l'orifice de l'autre bride les gaz étaient évacués à l'air libre. Une palette, percée de deux orifices, que l'on manœuvrait à la main coulissait dans les brides creuses et permettait l'évacuation des gaz, soit par l'une des branches de la fourche, soit par l'autre, soit à l'air libre, soit dans la tuyauterie.

Il avait été très facile de vérifier soigneusement que le passage des gaz dans l'une ou l'autre branche de la fourche ne provoquait aucun changement dans la puissance du moteur, ce qui établissait leur symétrie rigoureuse.

Les tuyauteries utilisées pour ces essais furent constituées de la façon suivante. On prit dix morceaux de tubes en cuivre rouge de même longueur, 0 m 50, avec collets rabattus à chacune des extrémités des morceaux, de façon à permettre leur assemblage à l'aide de brides.

On plaçait un certain nombre de ces morceaux bout à bout, de façon à constituer une tuyauterie d'une longueur de 1 m 50 par exemple.

On notait alors, environ toutes les minutes, la température des gaz à l'extrémité du tube à l'aide d'un thermomètre placé à poste fixe sur un étrier qui lui assurait une position bien déterminée à la sortie du dernier morceau du tube.



On faisait alors, au même moment, une lecture de la puissance développée ; cette même expérience était répétée immédiatement pour l'échappement libre. Les tableaux donnent les résultats de ces essais et un graphique les résume.

Pendant les premières minutes de l'expérience, le régime d'évacuation de la chaleur par les parois de la tuyauterie variait, et ce n'est qu'aux environs de la quinzième minute que ce régime était constant.

Les dimensions de la section transversale du tube étaient les suivantes : diamètre extérieur 55 millimètres, diamètre intérieur 50 millimètres, épaisseur du tube 2 mm 5. L'orifice d'échappement du moteur était circulaire et avait un diamètre de 50 millimètres.

Nota. — Dans les tableaux, on a noté les valeurs des rapports :

$$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$$

Le symbole P indique la puissance enregistrée soit que l'on évacue les gaz de l'échappement par la tuyauterie en essais (P avec tuyauterie), soit qu'on les évacue par l'orifice de la deuxième bride à l'air libre (P avec échappement libre).

Le rapport de ces deux puissances nous donne une valeur telle que si nous prenons la puissance avec échappement libre pour unité, cette valeur représente la puissance avec tuyauterie.

Il est à remarquer que la vitesse angulaire du moteur était maintenue constante à 800 tours par minute. La tension du courant produit était elle-même constante et égale à 80 volts ; il en résulte que pour comparer les puissances il a suffi de comparer les débits. (Voir les tableaux.)

Le graphique ci-dessus résume les indications des tableaux et donne les variations du rapport des puissances, le moteur fonctionnant avec tuyauterie et sans tuyauterie pour des longueurs différentes de la tuyauterie d'évacuation.

CONDITIONS DE L'ESSAI					
Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres					0 50
Température ambiante en degrés centigrades					18
HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	1	210	71,5	72	0,993
0	2	224	71,5	72	
0	3	230	71	72	
0	4	237	71	72	
0	5	240	71	72	
0	6	242	71	72	
0	8	244	71	72	
0	10	245	71	72	
0	12	246	71	72	
0	15	246	71	72	0,983

CONDITIONS DE L'ESSAI					
Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres					1 »
Température ambiante en degrés centigrades					17
HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	1	150	71,5	72,5	0,986
0	2	175	71	72,5	
0	3	190	71	72,5	
0	4	200	71	72,5	
0	5	205	71	72,5	
0	7	210	71	72,5	
0	10	215	71	72,5	
0	12	216	71	72,5	
0	14	216	71	72,5	
0	15	216	71	72,5	0,974



CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 1 50
 Température ambiante en degrés centigrades 15

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		Échappement avec tuyauterie	Échappement à l'air libre	
0	1	120	72,5	70,5	1,0283
0	2	140	72,5	70,5	
0	3	155	72,5	70,5	
0	4	165	72,5	70,5	
0	5	172	72,5	70,5	
0	6	177	73	71	
0	7	181	73	71	
0	8	184	73,5	71	
0	9	188	74	71,5	
0	11	190	74	71,5	
0	13	192	74	72	1,0207
0	14	194	74	72,5	
0	15	194	74	72,5	
0	16	194	74	72,5	
0	17	194	74	72,5	

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 2 50
 Température ambiante en degrés centigrades 15

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		Échappement avec tuyauterie	Échappement à l'air libre	
0	1	70	74,5	73,5	1,013
0	2	95	75	73,5	
0	3	102	75,5	73,5	
0	4	110	75,5	74	
0	8	127	75,5	74	
0	10	130	75,5	73,5	
0	15	135	75,5	73,5	
					1,0272

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 2 »
 Température ambiante en degrés centigrades 15

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		Échappement avec tuyauterie	Échappement à l'air libre	
0	1	85	73	70	1,0428
0	2	108	74	71	
0	3	118	74,5	71	
0	4	127	74,5	71	
0	6	138	75,5	71,5	
0	7	140	75,5	71,5	
0	9	147	75,5	71,5	
0	10	149	75,5	72	
0	13	152	75,5	72	
0	14	152	76	72,5	1,0482
0	15	152	76	72,5	
0	16	152	76	72,5	

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 3 »
 Température ambiante en degrés centigrades 10

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		Échappement avec tuyauterie	Échappement à l'air libre	
0	2	65	71	76	0,934
0	3	75	72	76	
0	4	85	72,5	76	
0	5	93	72,5	76	
0	6	97	72,5	76	
0	7	100	72,5	76	
0	8	103	73	76	
0	10	108	74	76,5	
0	12	111	75	76,5	
0	13	114	75	76,5	0,980
0	15	116	75	76,5	
0	17	116	75	76,5	

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 3 50
Température ambiante en degrés centigrades 15

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	1	60	61	69	0,884
0	2		62	69	
0	4		63	69	
0	5	70	63	69,5	
0	6	80	63	69,5	
0	7	80	63	69	0,914
0	9	85	63,5	69,5	
0	11	90	63,5	70	
0	15	90	64	70	
0	16	90	64	70	
0	17	90	64	70	

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 3 50
Température ambiante en degrés centigrades 10

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	1	35	68	75	0,906
0	3	60	68	75	
0	7	80	69	75	
0	10	88	69	75	
0	13	90	69,5	75,5	
0	15	92	69,5	75,5	0,9205

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 4 »
Température ambiante en degrés centigrades 8

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	1	25	69,5	78,5	0,885
0	3	45	70	78,5	
0	5	60	71	78,5	
0	8	70	70	78,5	
0	13	82	71	78,5	
0	14	84	71	78,5	0,9044
0	15	84	71	78,5	
0	16	84	71	78,5	

CONDITIONS DE L'ESSAI

Longueur de la tuyauterie d'échappement en mètres..... 5 »
Température ambiante en degrés centigrades 8

HEURE à laquelle l'observation a été faite		TEMPÉRATURE des gaz à la sortie du tube en degrés C	COURANT en ampères		$\frac{P \text{ avec tuyauterie}}{P \text{ avec échappement libre}}$
H.	M.		échappement avec tuyauterie	échappement à l'air libre	
0	2	25	68,5	78,5	0,866
0	3	40	69	78,5	
0	7	53	69	78,5	
0	10	62	69,5	78,5	
0	12	63	70	78,5	
0	13	64	69,5	78,5	0,885
0	15	65	69,5	78,5	

Titre IV

Résumé.

La consommation spécifique en calories est constante pour des essences de pétrole de densité et d'origine différentes.

De l'influence de l'origine et de la nature de l'essence.

Dans ces essais on a maintenu :

1° La température de l'admission des gaz constante : 9 à 10° C.

2° La température de la paroi constante : 80° C.

On a dans chaque cas et pour chaque essence réglé le carburateur avec tout air et par seule action sur le pointeau d'essence de telle façon qu'on réalise la puissance maximale avec minimum de consommation spécifique compatible avec cette puissance maximale à la vitesse angulaire de 800 t : m, c'est-à-dire en se plaçant dans les conditions des essais précédents.

Résultat des essais.

Provenance de l'essence.	<i>d</i> à 15° C.	Puissance en chevaux.	Consom. spécif. l : ch. h.	Consom. spécif. Kg : ch. h.	Consom. spécif. calories : ch. h.
A Américaine pure 50°-150° . . .	703	8,89	0,503	0,354	4018
B Américaine cœur de distillation 70°-100°	703	9,09	0,495	0,348	3989
C Américaine cœur de distillation 110°-170°	741	9,14	0,473	0,351	3959
D Roumaine pure 60°-140°	722	9,02	0,492	0,355	4003
E Roumaine cœur de distillation 90°-130°	740	9,16	0,478	0,354	3983
Moyennes		9,06		0,352	3990
Ecart maximum entre les résultats et les moyennes en p. 100		1,9		1,1	0,8

Observations. — Dans des essais précédents, dans les mêmes conditions de fonctionnement, la Motoline qui est un cœur de distillation d'essence de Galicie, nous avait donné :

P moyenne 8 ch 91 et C_s moyenne 0 kg 360

L'écart en puissance de ce résultat avec le chiffre moyen de puissance du tableau précédent est de 1,3 p. 100 moindre que l'écart maximum noté.

L'écart en consommation spécifique avec le chiffre moyen de consommation spécifique du tableau précédent est de 1,8 p. 100 chiffre voisin de l'écart maximum noté (1,5 p. 100).

Nous avons noté aussi l'écart pour la consommation spécifique en calories qui est de 0,8 p. 100.

Conclusions. — Il apparaît que pour un moteur fonctionnant dans des conditions rigoureusement identiques de réglage, de vitesse angulaire, d'allumage (même degré d'avance) de température d'admission des gaz, de refroidissement de la paroi, l'influence

de la provenance et de la densité de l'essence est sensiblement nulle en ce qui concerne la puissance et pratiquement nulle en ce qui concerne la consommation spécifique en poids.

Enfin, il résulte des essais faits que la consommation spécifique en calories est, pour des conditions de fonctionnement bien déterminées d'un moteur, une donnée constante pour toutes les essences.

Données physiques des essais.

Distillation fractionnée.

Essence A américaine pure $d = 703$ à 15° C.

Ébullition à 45°

50°	0,5 p. 100
60°	5 p. 100
70°	15 p. 100
80°	32 p. 100
90°	51 p. 100
100°	69 p. 100
110°	81 p. 100
120°	90 p. 100
130°	95 p. 100
140°	96 p. 100
150°	97 p. 100
sec à 152°	

Essence B. Américaine cœur de distillation $d = 703$ à 15° C. (Stelline).

Ébullition à 68° .

70°	0,5 p. 100
80°	34 p. 100
90°	70 p. 100
100°	91 p. 100
sec à 109°	

Essence C. Américaine cœur de distillation $d = 741$ à 15° C.

Ébullition à 105° .

110°	4 p. 100
120°	35 p. 100
130°	64 p. 100
140°	83 p. 100
150°	92 p. 100
160°	95 p. 100
170°	97 p. 100
sec à 172°	

Essence D. Roumaine pure $d = 722$ à 15° C.

Ébullition à 53° .

60°	1 p. 100
70°	6 p. 100
80°	23 p. 100
90°	45 p. 100

100°	67 p. 100
110°	85 p. 100
120°	92 p. 100
130°	97 p. 100
140°	98 p. 100
sec à 146°	

Essence E. Roumaine cœur de distillation $d = 740$ à 15° C.

Ébullition à 85°

90°	2 p. 100
100°	50 p. 100
110°	82 p. 100
120°	93 p. 100
130°	96 p. 100
sec à 132°	

Benzol *Leprêtre* $d = 0,880$ à 15° C.

N ^{os} des fractionnements.	Températures limites indiquées.	Densité des fractionnements à 15° C.
1	57°-80,5	879,8
2	-80,5	880
3	-80,5	880
4	80,5-81	880
5	-81	880
6	-81	880
7	-81	880
8	-81	880
9	81-83	880
10	83-89	881

Composition du benzol *du Commerce* 90 p. 100.

85 benzène
14 toluène
1 xylène
100

Pouvoirs calorifiques déterminés par la Société Lille-Bonnières et Colombes à l'aide de la bombe de Mahler.

Essence. Américaine pure A 11350 C. kg d

Roumaine	D 11275 C.	—
Stelline 0,700	B 11464 C.	—
Américaine 0,740	C 11280 C.	—
Roumaine 0,740	E 11250 C.	—

56619 : 5 = 11324 C. kg d .

Titre V.

Résumé.

De l'utilisation de combustibles voisins de l'essence de pétrole au point de vue de la formation du mélange tonnant.

Essence de schiste.

Benzol.

Alcool carburé.

Alcool dénaturé.

Ces combustibles interviennent-ils autrement que par leur pouvoir calorifique ?

Les variations du rendement thermodynamique.

1° Avec des combustibles de même nature chimique « hydrocarbures cycliques ou acycliques » le rendement thermodynamique est constant.

2° Avec d'autres combustibles tel l'alcool, il augmente.

3° Dans un cas comme dans l'autre, si les conditions de marche varient (échappement, marche à puissance maximum ou marche à consommation spécifique minimum), le rendement thermodynamique est influencé dans le même sens.

Nous devons tout d'abord définir ce que nous entendons par rendement thermodynamique :

La combustion *complète à volume constant* du combustible brûlé dans le moteur, dégage une certaine quantité de chaleur.

Cette quantité de chaleur est mesurée à la bombe de Mahler.

C'est la quantité même de chaleur dégagée dans le cylindre si le fonctionnement du moteur est bien réglé et que la combustion soit complète.

Cette quantité de chaleur est donc la dépense de chaleur nécessaire pour faire fonctionner le moteur.

Cette chaleur produit un travail utile mesuré sur l'arbre du moteur, travail que l'on peut évaluer en calories.

Le rendement thermodynamique sera le rapport de deux énergies, celle qu'on libère lors de la combustion du combustible utilisé et celle équivalente au travail effectif recueilli et correspondant à cette consommation de combustible.

Nous nommons ce rendement *thermodynamique* pour marquer le caractère de l'opération réalisée dans le moteur. L'énergie contenue sous forme potentielle dans le combustible est *libérée sous forme de chaleur fournie au fluide qui évolue dans le moteur*. Celui-ci, dans ce qu'il a de fondamental, est formé d'une *capacité fermée dans laquelle évolue un fluide alternativement échauffé et refroidi, et dont une paroi mobile sous l'action de ce fluide produit un travail mécanique*. C'est donc une machine qui *reçoit de l'énergie sous forme d'énergie thermique et qui la restitue sous forme de travail mécanique*. Par suite, il est logique que son rendement soit dénommé thermodynamique d'après les deux termes extrêmes de la transformation de l'énergie caractéristique de la nature de la machine.

Toute machine étant ainsi réceptrice d'énergie et productrice d'un travail utile ou d'énergie potentielle utile, son rendement doit être logiquement qualifié d'après le caractère de la transformation de l'énergie. C'est ainsi que l'on dira rendement thermique pour une chaudière parce que l'énergie du combustible libérée sous forme de chaleur sensible dans le foyer est restituée encore sous forme d'énergie potentielle thermique, chaleur de la vapeur.

Le rendement d'une pompe est un rendement mécanique parce qu'il faut fournir à la pompe pour l'actionner de l'énergie sous forme de travail mécanique et que l'effet utile de la machine est l'énergie accumulée, sous forme potentielle, dans l'eau élevée à un niveau supérieur, énergie directement utilisable sous forme de travail mécanique.

Nous avons rapproché dans un tableau (n° 1) les consommations spécifiques en calories par cheval-heure réalisées au cours de nos essais au laboratoire de Mécanique.

Plusieurs faits ressortent très nettement des résultats consignés dans ce tableau :

1° Dans des conditions voisines de vitesse angulaire et pour des conditions identiques d'échappement, la consommation spécifique en calories et, par suite, le rendement thermodynamique, lorsque l'on emploie, comme combustible, l'essence, est égale dans les conditions de nos essais, de 3950 à 4000 calories par cheval-heure.

Nous rappelons que dans le titre IV nous avons démontré que la consommation spécifique en calories était constante pour les essences de pétrole de densités et d'origines différentes et que sa valeur était de 3990 calories.

Pour des combustibles voisins tels que l'essence de pétrole, l'essence de schiste, le benzol, la consommation spécifique en calories est également constante, quel que soit le combustible utilisé, toutes autres conditions de fonctionnement semblables d'ailleurs.

2° Pour des combustibles renfermant de l'alcool la consommation spécifique en calories décroît, et par suite le rendement thermodynamique croît.

Les résultats obtenus au laboratoire de Mécanique confirment sur ce point les résultats que nous avons obtenus au laboratoire de l'Automobile-Club de France, sur le même moteur, dans une étude sur les variations de la consommation spécifique, sur des mélanges de benzine cristallisable et d'alcool dénaturé Régie (tableaux n°s 2 et 3).

Nous donnons dans le tableau n° 4 des résultats de consommation spécifique obtenus dans des études poursuivies en vue de la recherche de l'influence du dénaturant sur les alcools au point de vue de la consommation spécifique. Ces résultats ont été obtenus au laboratoire de l'Automobile-Club avec le même moteur qui nous a servi au laboratoire de Mécanique.

Seules, les conditions de l'échappement différaient. Il est néanmoins possible de raccorder ces essais à ceux faits au laboratoire de Mécanique en prenant comme terme de comparaison l'alcool dénaturé Régie, qui, dans les premières conditions, nous a donné une consommation spécifique de 0 kg 580 : ch. h. et, dans les secondes conditions, une consommation spécifique de 0 kg 618.

Dans un nouveau tableau n° 5 nous avons rapproché des résultats en vue d'examiner l'influence de la dilution de l'alcool sur la consommation spécifique en calories. Ne connaissant pas les pouvoirs calorifiques des alcools utilisés, nous avons recherché par un calcul simple, à déterminer la consommation spécifique en alcool pur (100°) et en eau de dilution pour chacun des alcools dilués. Il ressort de cette comparaison que la consommation spécifique en poids, en alcool pur, croît avec le degré de dilution et qu'il est ainsi établi que le rendement thermodynamique décroît lorsque la proportion d'eau de dilution augmente. C'est ainsi que nous expliquons les résultats consignés dans le tableau n° 4, résultats qui démontrent la diminution de la consommation spécifique en poids lors de l'utilisation des flegmes de distillerie ou des alcools bon goût ou mauvais goût par rapport à la consommation spécifique en alcool dénaturé Régie.

3° La consommation spécifique en calories varie avec les conditions dans lesquelles s'effectue l'échappement. Ce résultat est en concordance avec nos conclusions du chapitre « sur le rôle du silencieux ». Le travail pour introduire les gaz dans le silencieux, c'est-à-dire la perte que cet organe apporte, se traduit par un accroissement de la consommation spécifique.

TABLEAU I.

Détermination des consommations spécifiques en calories par cheval-heure réalisées au cours des essais du laboratoire de Mécanique.

Nous avons pris les essais dans les bilans desquels l'énergie potentielle $Q_e = 0$.

N ^{os} des essais	Nature du combustible	Conditions de l'échappement	Vitesse angulaire en t : m	Puissance en chx	Consommation spécifique en calories : ch.h.
3	Essence de pétrole.	Avec silencieux après le calorimètre.	811	7,14	4230
12	Essence de pétrole.	Sans silencieux après le calorimètre.	812	7,14	3720
16	Essence de pétrole.	Avec silencieux après le calorimètre.	814	6,66	4131
18	Essence de pétrole.	Sans silencieux et sans tuyauterie après le calorimètre.	823	7,02	4010
19	Essence de pétrole.	Sans silencieux avec longue tuyauterie après le calorimètre.	818	6,51	4420
17	Essence de pétrole.	Avec silencieux après le calorimètre.	632	6,61	3966
22	Essence de schiste.	Avec silencieux après le calorimètre.	683	8,29	3978
23	Essence de schiste.	Avec silencieux après le calorimètre.	635	7,21	3978
24	Essence de schiste.	Avec silencieux après le calorimètre.	639,2	7,36	3944
25	Benzol.	Avec silencieux après le calorimètre.	609	7,20	4003
26	Alcool carburé 50 p. 100 de benzol.	Avec silencieux après le calorimètre.	621	7,27	3805
27	Alcool dénaturé Régie	Avec silencieux après le calorimètre.	633,6	7,31	3689

TABLEAU II. — **Mélanges d'alcool dénaturé Régie et de benzine cristallisable.***Vitesse angulaire de 650 t:m.*

Nature du combustible.	Puissance en chevaux	Consommation spécifique en kg : ch. h	Pouvoir calorifique supérieur en calories : kg	Consommation spécifique en calories : ch. h
Benzine cristallisable.....	8,3	0,383	40187	3901
Benzine 90 p. 100.....	8,3	0,397	9568	3798
Alcool 10 p. 100.....				
Benzine 80 p. 100.....	8,3	0,414	9346	3869
Alcool 20 p. 100.....				
Benzine 70 p. 100.....	8,3	0,432	8924	3855
Alcool 30 p. 100.....				
Benzine 60 p. 100.....	8,4	0,450	8502	3826
Alcool 40 p. 100.....				
Benzine 50 p. 100.....	8,4	0,471	8080	3806
Alcool 50 p. 100.....				
Benzine 40 p. 100.....	8,5	0,492	7658	3768
Alcool 60 p. 100.....				
Benzine 30 p. 100.....	8,5	0,509	7236	3683
Alcool 70 p. 100.....				
Benzine 20 p. 100.....	8,6	0,554	6814	3775
Alcool 80 p. 100.....				
Benzine 10 p. 100.....	8,7	0,601	6392	3842
Alcool 90 p. 100.....				
Alcool dénaturé Régie.....	8,8	0,613	5970	3660

NOTA. — Le silencieux absorbait 7 p. 100 de la puissance par rapport à l'échappement libre.

Il est à remarquer que dans les essais du laboratoire de Mécanique la consommation spécifique à la vitesse angulaire de 800 tours par minute est plus élevée qu'à 650 tours par minute, mais il faut bien noter aussi que, dans ces essais, nous recherchions la puissance massique maxima compatible avec la plus faible consommation spécifique possible et non pas comme dans nos essais spécifiés au tableau n° 1 le maximum de puissance correspondant au minimum de consommation spécifique. (Voir à ce sujet le chapitre sur le rôle de l'essence agissant en excès sur l'accroissement de la puissance massique.)

C'est ainsi que dans les essais du tableau n° 4 nous avons obtenu, à la vitesse angulaire de 800 t:m, à l'échappement libre, des puissances croissantes de 8 ch 01 pour la benzine à 9 ch 88 pour l'alcool dénaturé Régie, de même qu'avec l'essence, alors que dans les essais avec minimum de consommation spécifique nous réalisions des puissances d'environ 7

TABLEAU III. — **Mélange d'alcool dénaturé Régie et de benzine cristallisable.***Vitesse angulaire de 800 t. m.*

Nature du combustible.	Puissance en chevaux	Consommation spécifique en Kg : ch. h.	Pouvoir calorifique supérieur en calories : Kg	Consommation spécifique en calories : ch. h.
Benzine cristallisable.....	7,4	0,425	40187	4329
Benzine 90 p. 100..... Alcool 10 p. 100.....	7,8	0,427	9568	4086
Benzine 80 p. 100..... Alcool 20 p. 100.....	8,3	0,438	9346	4035
Benzine 70 p. 100..... Alcool 30 p. 100.....	8,4	0,453	8924	4043
Benzine 60 p. 100..... Alcool 40 p. 100.....	8,5	0,478	8502	4064
Benzine 50 p. 100..... Alcool 50 p. 100.....	8,6	0,498	8080	4023
Benzine 40 p. 100..... Alcool 60 p. 100.....	8,7	0,522	7638	3997
Benzine 30 p. 100..... Alcool 70 p. 100.....	8,8	0,547	7736	3958
Benzine 20 p. 100..... Alcool 80 p. 100.....	9	0,599	6814	4082
Benzine 10 p. 100..... Alcool 90 p. 100.....	9,1	0,653	6392	4180
Alcool dénaturé Régie.....	9,2	0,715	5970	4268

NOTA. — Le silencieux absorbait 7 p. 100 de la puissance par rapport à l'échappement libre.

chv, nous avons obtenu une puissance de 8 ch 85 (essai n° 1), avec une consommation spécifique de 4110 calories par cheval-heure.

Le rendement thermodynamique.

En résumé : Pour les essences de pétrole, de schiste, pour le benzol, nous pouvons dire que la consommation spécifique varie de 3950 à 4000 calories par cheval-heure. Pour les alcools carburés, cette consommation spécifique est voisine de 3800 calories, pour les alcools carburés à 50 p. 100; de 3700, pour les alcools carburés à 35 p. 100; et de 3650 à 3680 pour l'alcool dénaturé Régie, toutes conditions de fonctionnement semblables d'ailleurs. Ces résultats correspondent à des rendements thermodynamiques de :

Combustibles.	Rendements thermodynamiques.
Essence de pétrole.....	45,9 à 46 p. 100
Essence de schiste.....	45,9 à 46 „
Benzol.....	45,9 à 46 „
Alcools carburés à 50 p. 100.....	46,7 p. 100
Alcools carburés à 35 p. 100.....	47,1 „
Alcool dénaturé Régie.....	47,2 „

Il est à noter que ces chiffres de rendement thermodynamique ne sont pas élevés, surtout si nous les comparons à ceux qu'il nous a été donné de vérifier au Laboratoire de l'Automobile-Club sur des moteurs d'aviation à refroidissement par eau et des moteurs sans soupapes pour lesquels la consommation spécifique en essence est voisine de 250 grammes : cheval-heure et a même atteint 215 grammes : cheval-heure pour un moteur sans soupapes, ce qui correspondait à un rendement thermodynamique de 26,7 p. 100. La construction s'oriente en effet vers les compressions volumiques élevées ; de plus, par les dispositions et les conditions de fonctionnement des soupapes ou par l'emploi des tiroirs, on diminue de plus en plus le laminage des gaz et on remplit ainsi mieux les cylindres.

Ces causes font que la pression moyenne calculée dépasse dans ces moteurs 8 kg par cm², alors que nous avons vu, dans le moteur qui a servi à nos essais, qu'elle atteignait 3 kg 5 par cm² environ.

Il y a lieu de considérer aussi que la diminution des frottements dans le moteur, ayant pour effet d'augmenter le rendement organique, contribue à l'accroissement du rendement thermodynamique des moteurs.

L'accroissement de la puissance massique d'une part, et l'accroissement du rendement thermodynamique, d'autre part, caractérisent bien l'évolution du moteur à mélange tonnant utilisé dans l'automobile et dans l'aviation.

TABLEAU III bis. — **Alcool carburé.***Vitesse angulaire 650 t. m.*

Nature du combustible.	Puissance en chevaux	Consommation spécifique en kg : ch-h	Consommation spécifique en calories : ch-h
Alcool carburé 35 p. 100. <i>d</i> = 806 à 15° C.	7,4 7,6	0,516 0,500	
Alcool 65 p. 100. <i>d</i> = 833 à 15° C.	7,5 7	0,500 0,492	
Gazoline 20 p. 100. <i>d</i> = 667 à 15° C.	7,6 7,5	0,484 0,449	
Benzène 15 p. 100. <i>d</i> = 880 à 15° C.	7,9 7,4 7,5	0,459 0,476 0,450	
Moyenne.....		0,4806	3628

TABLEAU IV. — Alcools.

Vitesse angulaire 650 t. m.

Nature du combustible.	Puissance en chevaux	Consommation spécifique en kg : ch.h.
Flegmes de distillerie 92°.		
D = 827 à 15° C.	7,4	0,460
Alcool bon goût 91°. Cœur de distillation.		
D = 830,5 à 15° C.	6,8	0,471
Alcool mauvais goût 91° 4. Tête et queue de distillation.		
D = 829 à 15° C.	6,7	0,506
Méthylène Régie 90° 5.		
D = 832 à 15° C.	7,1	0,544
Flegmes + 10 p. 100. Méthylène.		
D = 827,5 à 15° C.	6,7	0,478
Alcool bon goût + 10 p. 100. Méthylène.		
D = 830,6 à 15° C.	7,4	0,516
Alcool mauvais goût + 10 p. 100. Méthylène.		
D = 829,3 à 15° C.	7,4	0,496
Flegmes diluées 80°.		
D = 849,6 à 15° C.	7,3	0,691
Alcool bon goût dilué 80°.		
D = 850 à 15° C.	7,1	0,673
Alcool bon goût dilué 70°.		
D = 869 à 15° C.	7,0	0,967
Alcool dénaturé Régie 89° 9 à 15° C.		
D = 834,5.	7,7	0,580
Alcool méthylique 93°.		
D = 832 à 15° C.	7,2	0,507
Acétone.		
D = 805 à 15° C.	7,33	0,451

TABLEAU V. — Influence de la dilution de l'alcool.

Vitesse angulaire 650 t. m.

Nature du combustible.	Consommation spécifique en grammes : cheval-heure		
	Alcool dilué	Alcool pur	Eau
Alcool bon goût 91°.....	471	428,61	42,39
Alcool bon goût dilué 80°.....	673	538,4	134,6
Alcool bon goût dilué 70°.....	967	676,9	290,1
Flegmes de distillerie 92°.....	460	423,2	36,8
Flegmes dilués 80°.....	691	552,8	138,2

Remarque. — Cet alcool carburé est intéressant, car il donne un exemple des conditions dans lesquelles l'essence de pétrole peut être incorporée à l'alcool ; le benzène est le dissolvant de l'essence qui, sans la présence du benzène, s'incorpore dans de très faibles proportions à l'alcool, surtout lorsque celui-ci est dilué, ce qui est le cas de l'alcool dénaturé 90°.

Le pouvoir calorifique de cet alcool carburé a été déterminé en fonction des pouvoirs calorifiques connus des éléments qui le composent. Il est de 7535 calories.

La consommation spécifique en calories 3628 est à rapprocher de la consommation de 3683 que nous avons obtenue au laboratoire de l'Automobile-Club, pour un mélange de 30 p. 100 de benzine cristallisable et de 70 p. 100 d'alcool (voir tableau n° 2), et du chiffre de 3805 calories obtenu au laboratoire de Mécanique pour l'alcool carburé avec 50 p. 100 de benzol (voir tableau n° 1), et cela dans des conditions d'échappement assez voisines (avec silencieux) et à la vitesse angulaire de 650 t/m.

Diagrammes.

A l'occasion de l'étude dont nous parlons plus haut, nous avons pu, à l'aide d'un appareil Mathot-Garnier (indicateur du type Watt), relever des diagrammes. Ceux-ci ne peuvent servir à faire des mesures de travail indiqué, en raison des phénomènes d'inertie inhérents à l'utilisation d'un indicateur aux vitesses angulaires élevées, mais ils donnent d'intéressantes indications sur les conditions d'utilisation des combustibles.

Pour des mélanges de benzine cristallisable et d'alcool type régie, les diagrammes montrent que :

Plus grande est la proportion d'alcool, et *pour un même degré d'avance à l'allumage* ;

1° Plus la pression maxima est en un point plus éloigné du fond de course.

2° L'angle formé par la partie du diagramme correspondant à l'explosion, avec la partie correspondant au commencement de la détente, croît avec cette proportion.

3° Plus grande est cette proportion, plus l'allure générale de la partie du diagramme correspondant à la période de détente est soutenue et moins la chute de pression qui suit la pression maxima est accusée.

4° L'aire des diagrammes croît et suit les indications que donnent l'ampèremètre et le voltmètre.

A 650 tours, on remarque que le degré d'avance à l'allumage est le même pour l'essence que pour les divers mélanges de benzine et d'alcool, cependant pour ceux qui contiennent 90 et 100 p. 100 d'alcool, l'avance à l'allumage est un peu plus grande (1 trou du secteur).

A 800 tours, il faut de moins en moins d'avance à l'allumage, quand la proportion d'alcool croît et cela jusqu'à 80 p. 100 d'alcool ; il semble que pour bénéficier de l'explosion de la totalité du mélange, il ne soit pas nécessaire d'allumer aussitôt. Ce fait tend à prouver que la propagation de l'inflammation se fait plus facilement dans l'alcool que dans l'essence. Mais lorsque la proportion d'alcool est 90 ou 100 p. 100 le même phénomène ne se produit qu'à 650 tours et il y a lieu de donner la même avance à l'allumage que pour la benzine cristallisable.

Pour les diagrammes qui suivent, le mode de présentation est différent de celui précédemment employé.

Chacun des mélanges étudiés est comparé directement avec le moto-naphta et cela à l'aide de séries de diagrammes tirés pendant l'emploi du mélange étudié et pendant l'emploi d'un carburant type, le moto-naphta, essence du commerce.

Cette série d'essais ne fut pas, en effet, comme la précédente, effectuée en quelques heures consécutives, mais bien en plusieurs journées. Les conditions atmosphériques, au point de vue de la pression, de la température, de l'état hygrométrique, étaient différentes,

et avec un même carburant les résultats observés à des dates diverses n'étaient pas les mêmes. Il fallait donc effectuer les comparaisons en prenant, comme base de la comparaison, des diagrammes tirés avec un carburant type.

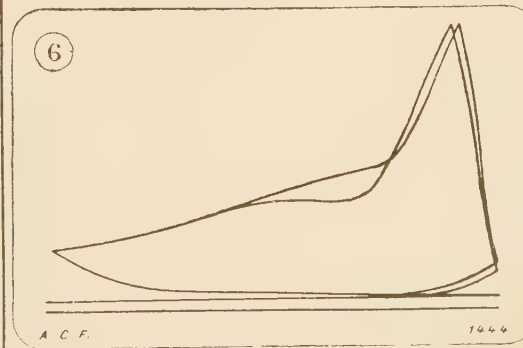
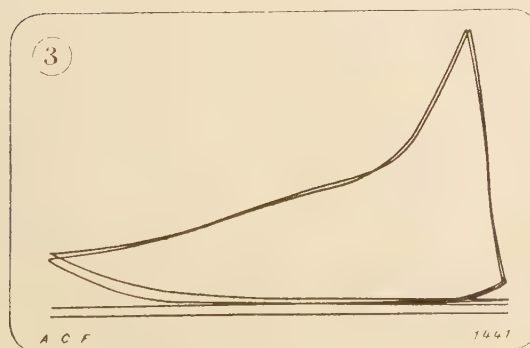
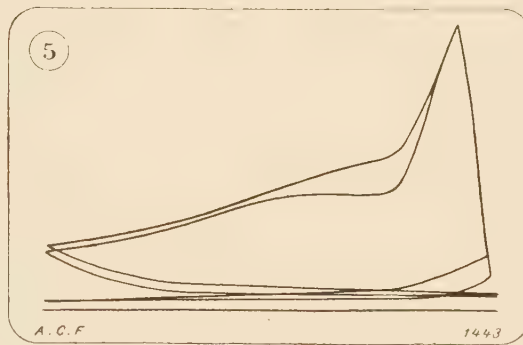
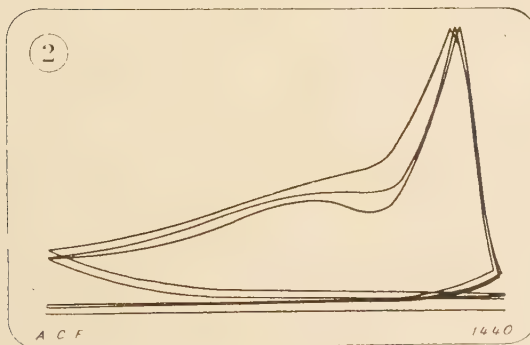
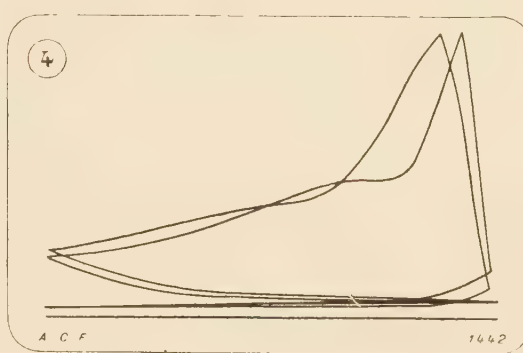
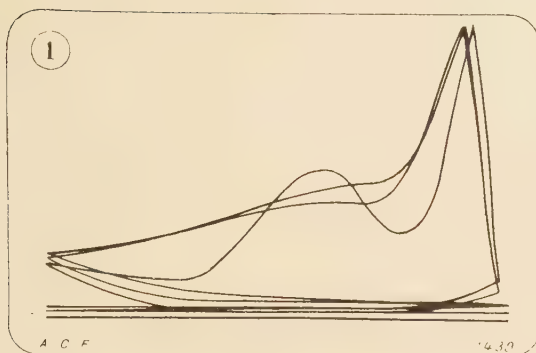
Néanmoins, si l'on effectue la comparaison des diagrammes tirés avec les différents mélanges, mais cette fois-ci entre eux, et sans les rapporter à des diagrammes types, il est facile de constater que les deux méthodes permettent d'arriver aux mêmes déductions exprimées plus haut.



DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
1	Moto-Naphta	65	87
2	—	65	87
3	Benzine cristallisable	65	87
4	—	65	87
5	—	65	87
6	—	65	87



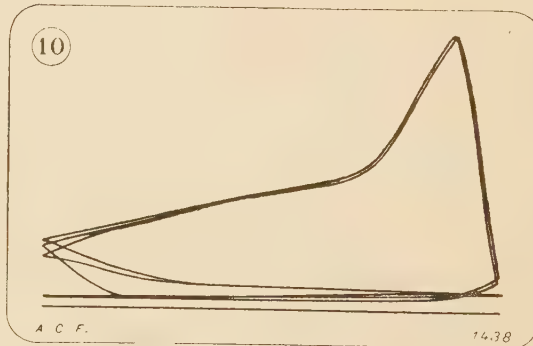
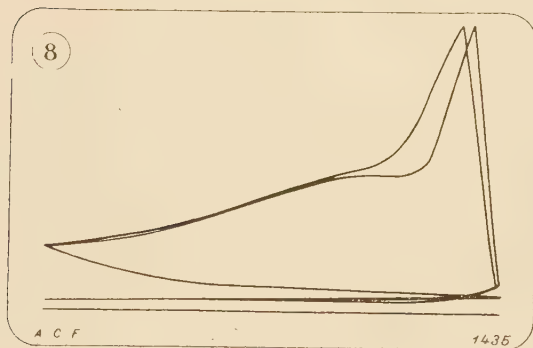
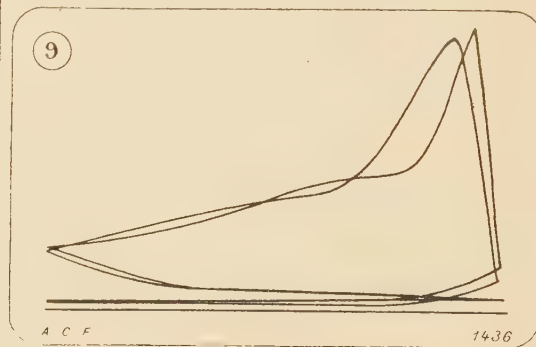
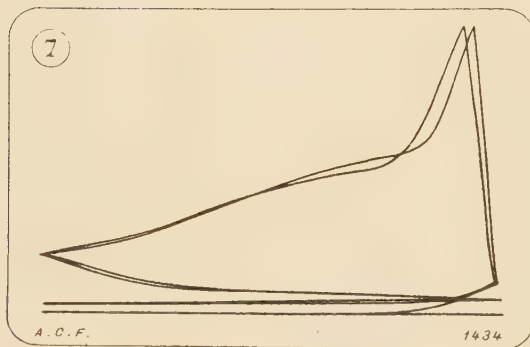
DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
7	Moto-Naphta	65	88
8	—	65	88

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
9	{ Alcool 10 % Benzine 90 %	65	87
10	—	65	87

L'arrondi du sommet des diagrammes commence à se manifester.

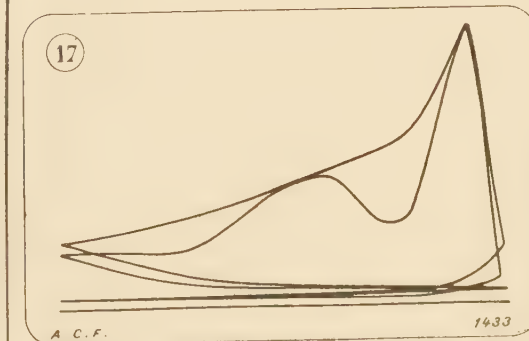
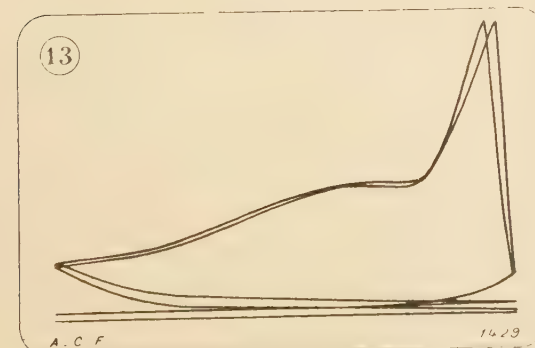
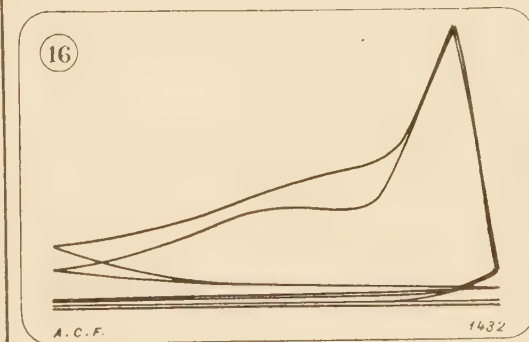
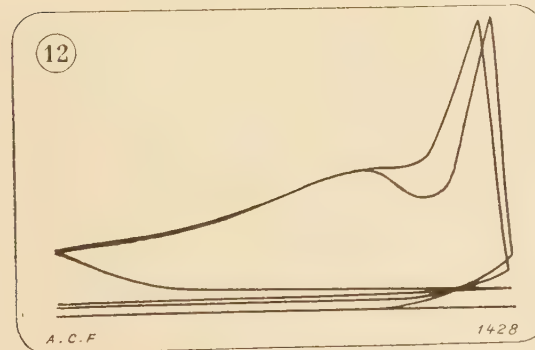
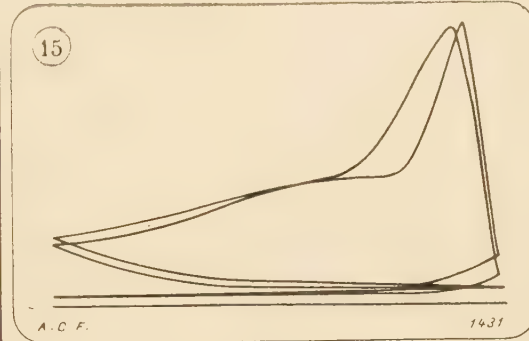
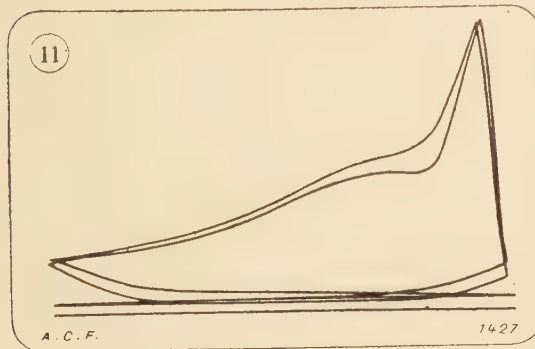


DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N ^{os} des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
11	Moto-Naphta	65	88
12	—	65	88
13	—	65	88
14	{ Alcool 30 % Benzine 70 %	65	87,5
15	—	65	87,5
16	—	65	87,5
17	—	65	87,5

Dans les diagrammes 14, 15, 16, 17 l'arrondi du sommet s'accroît et la courbe de détente est plus soutenue.

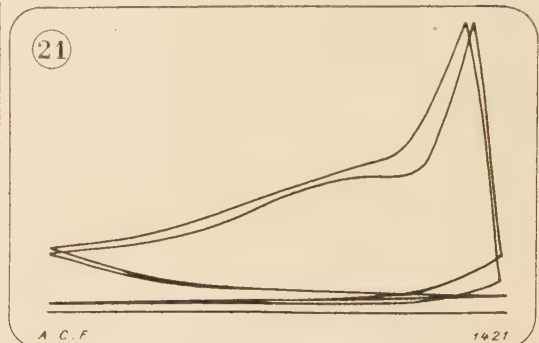
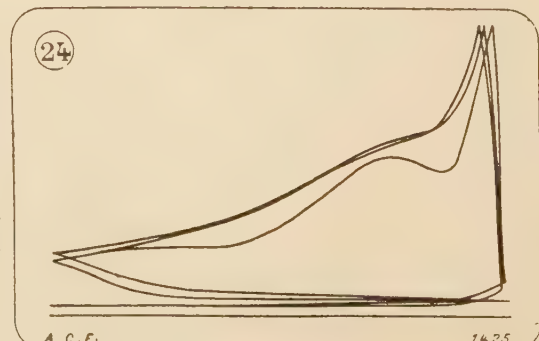
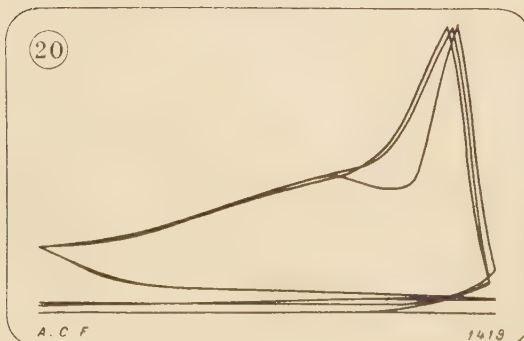
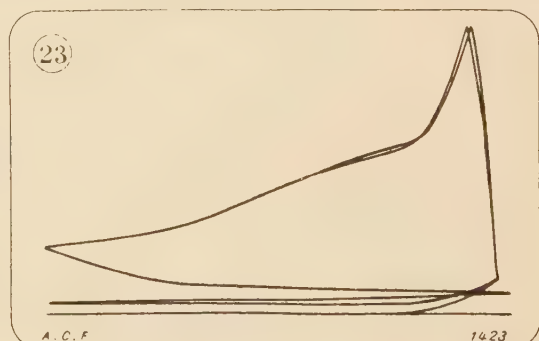
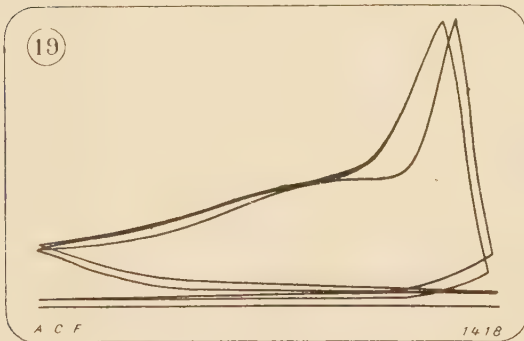
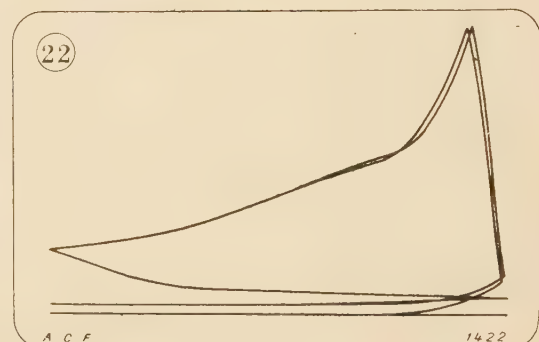
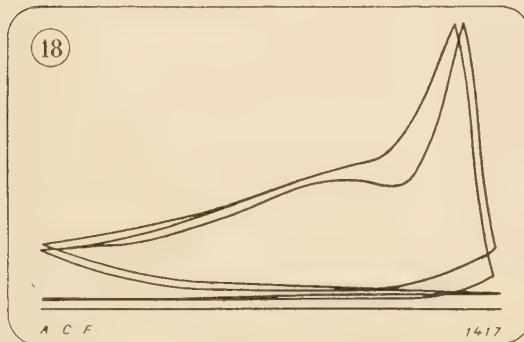


DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
18	Moto-Naphta	65	88
19	—	65	88
20	—	65	88
21	{ Alcool 50 % Benzine 50 %	65	89
22			
23	—	65	89
24	—	65	88

Même observation pour les diagrammes 21, 22, 23, 24 qu'à la page précédente.

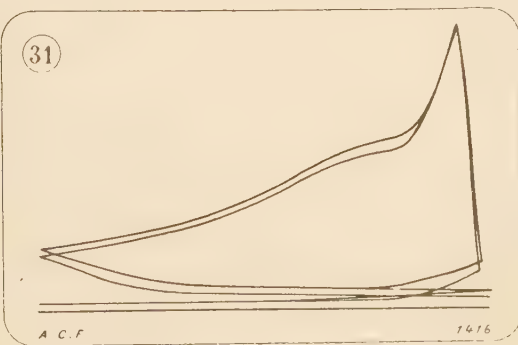
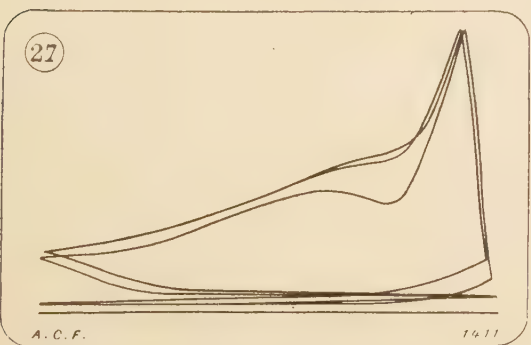
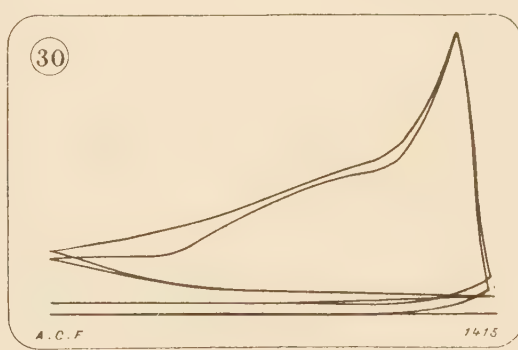
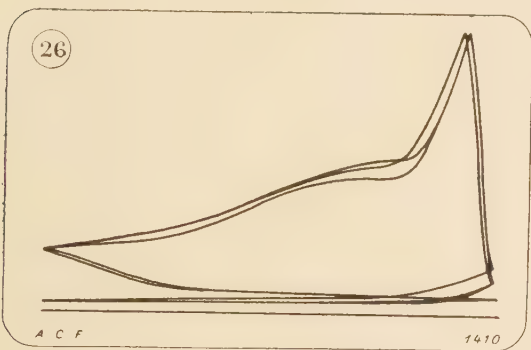
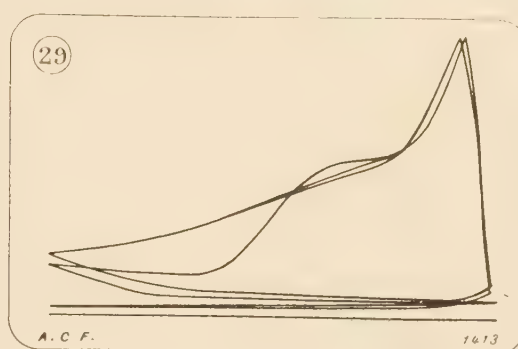
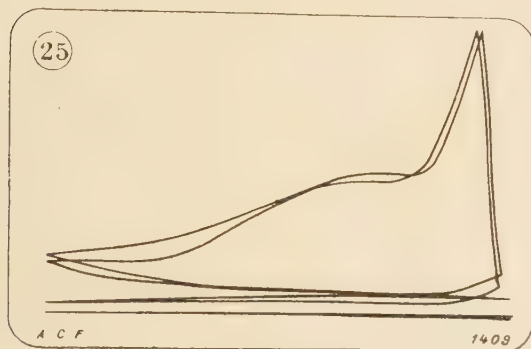
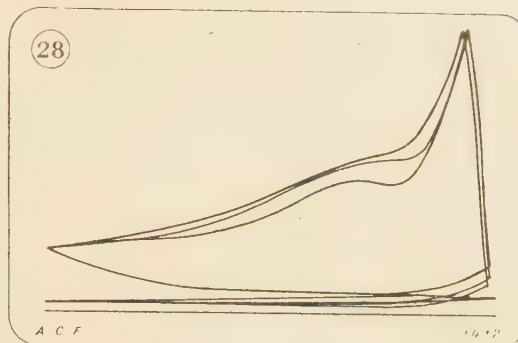


DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
25	Moto-Naphta	65	90
26	—	65	89
27	—	65	89
28	{ Alcool 70 % Benzine 30 %	65	90
29			
30	—	65	90
31	—	65	90

L'ordonnée moyenne de la courbe de détente des diagrammes 28, 29, 30, 31 est plus grande que celle des diagrammes 25, 26, 27; la courbe de détente est plus soutenue.

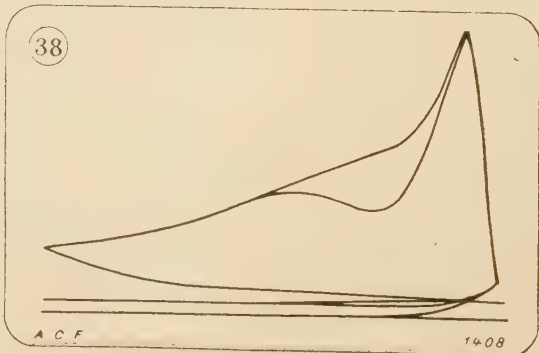
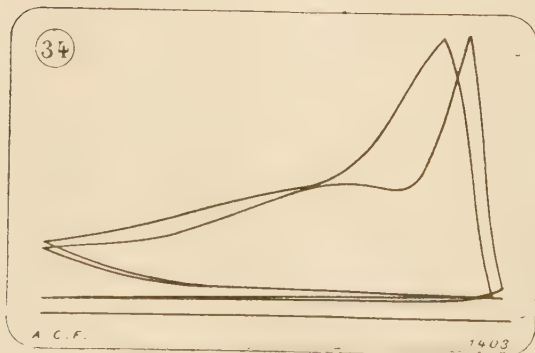
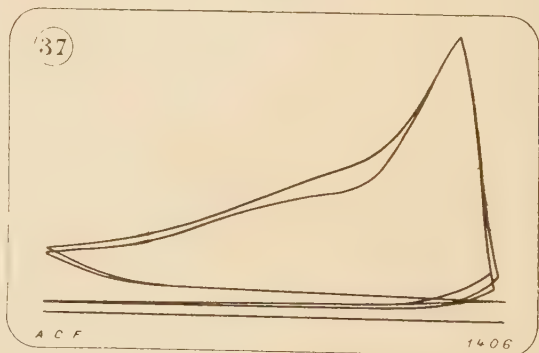
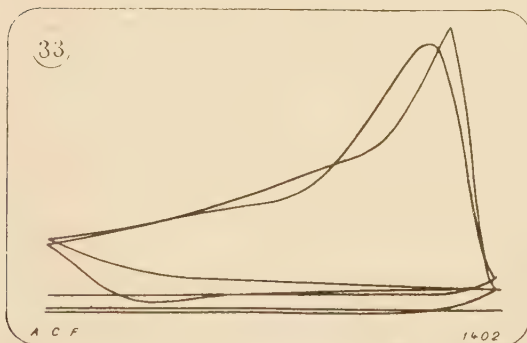
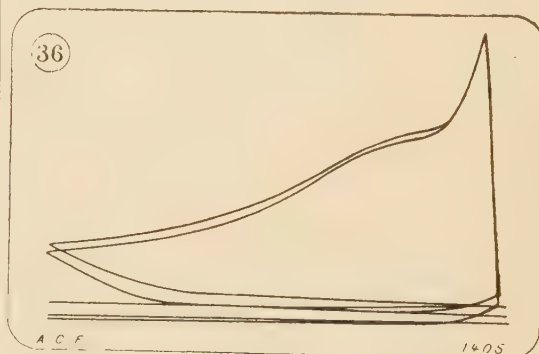
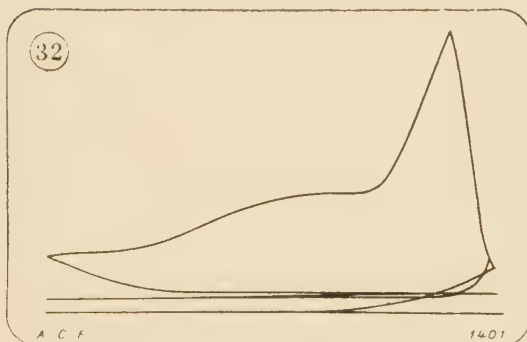


DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N ^o des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
32	Moto-Naphta	65	91
33	—	65	91
34	—	65	91
35	{ Alcool 90 % Benzine 10 %	65	92
36	—	65	92
37	—	65	92
38	—	65	90

Même observation qu'à la page précédente pour les diagrammes 35, 36, 37, 38.

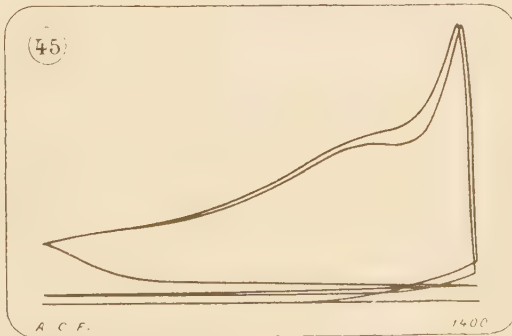
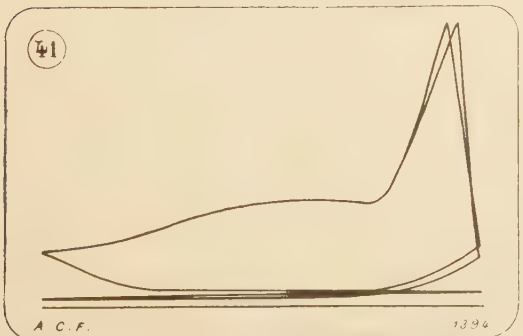
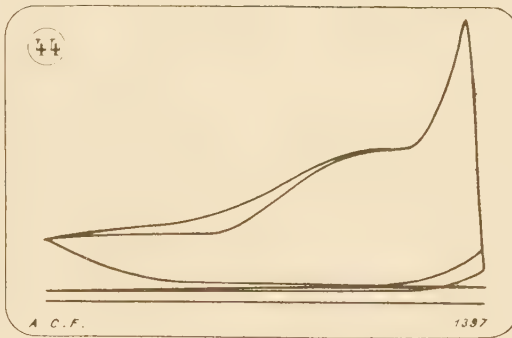
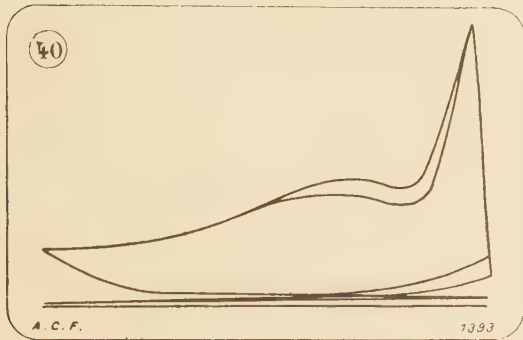
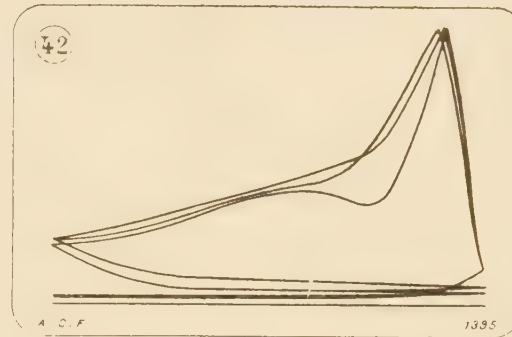
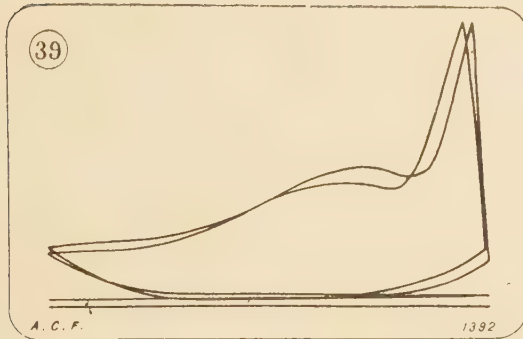
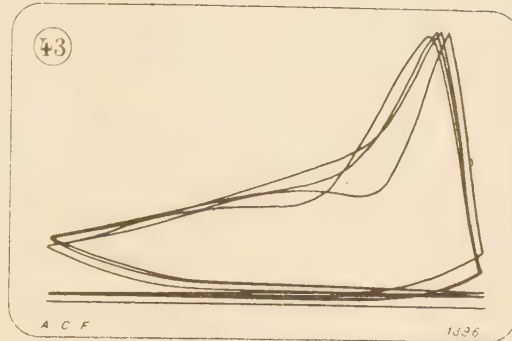


DIAGRAMMES

tirés à la vitesse angulaire de 650 tours par minute.

N° des diagrammes	Combustible	Volts	Ampères
39	Moto-Naphta	65	90
40	—	65	88
41	—	65	88
42	Alcool dénaturé ordinaire	65	93
43	—	65	93
44	—	65	93
45	—	65	93

L'angle au sommet du diagramme est nettement plus ouvert dans les diagrammes 42 et 43, l'ordonnée moyenne est nettement plus élevée.



REMARQUES

Détermination de la chaleur spécifique à pression constante des gaz de l'échappement.

Si nous considérons l'essai 17 fait à la vitesse angulaire la plus réduite, soit 631 tours par minute, nous savons que la combustion complète de 1 gramme d'essence nécessite 15 gr. 3 d'air.

Si nous admettons l'hypothèse Sorel qui est que, pour assurer une bonne combustion, il faut une quantité d'air égale à 1,3 fois la quantité théoriquement nécessaire, nous devons avoir pour 1 gramme d'essence un poids de gaz d'échappement de :

$$\varpi = 20 \text{ gr. } 89.$$

Or, dans cet essai, il a été consommé 2 kg 324 d'essence qui correspondent par suite à un poids de gaz d'échappement :

$$\pi = 48 \text{ kg } 548.$$

Dans cet essai, la température des gaz de l'échappement, à la sortie de la boîte de soupape, était de 610° et nous avons trouvé, par la méthode du calorimètre, une quantité de chaleur égale à 7810 calories. Si donc, nous appelons x la chaleur spécifique à pression constante des gaz de l'échappement, nous avons :

$$x \times 48,548 \times 610 = 7810 ;$$

d'où nous tirons :

$$x = 0,263.$$

Ce chiffre est voisin de celui que l'on admet pour la chaleur spécifique à pression constante d'un mélange de gaz et de vapeur d'eau tel que celui qui constitue les gaz de l'échappement.

Nous trouvons ainsi une vérification de l'hypothèse de Sorel.

Détermination du coefficient de remplissage de la cylindrée.

Nous pouvons estimer ce coefficient de remplissage en prenant le rapport des poids du mélange gazeux évacué et du volume d'air qui représente le déplacement volumique du piston dans l'heure.

Dans l'essai que nous avons choisi pour la détermination de la chaleur spécifique à pression constante des gaz de l'échappement nous avons déterminé le poids des gaz de l'échappement pour une heure, soit :

$$\pi_1 = 48 \text{ kg } 548.$$

Un calcul simple nous donnera le poids du volume de l'air qui représente le déplacement volumique du piston dans l'heure, soit :

$$\pi_2 = 60 \text{ kg } 486,$$

et nous aurons :

$$\frac{\pi_1}{\pi_2} = 0,80.$$

Il importe d'observer qu'il existe une valeur du coefficient de remplissage déduite de T_A et qui est :

$$\frac{1 + \alpha \theta}{1 + \alpha T_A} \quad \text{avec} \quad \alpha = \frac{1}{273},$$

T_A et θ ayant une signification indiquée au cours de cette étude. Dans le calcul relatif au cycle, dans lequel T_A est défini, on suppose que le gaz entre librement dans le cylindre et que le déficit sur le remplissage tient seulement à l'échauffement du gaz. Il n'en est pas rigoureusement ainsi.

Annexe.

Nous donnons, à titre d'exemple, les éléments de l'établissement du bilan pour l'essai n° 17, plus spécialement choisi parce qu'il a fait l'objet des remarques qui précèdent.

Données des essais.

Ordre des lectures	Lectures faites pendant la durée de l'essai.						Moyennes
	0 à 5 m.	5 à 10 m.	10 à 15 m.	15 à 20 m.	20 à 25 m.	25 à 30 m.	
Vitesse angulaire en tours:m.	634	631	637	630	630	»	632,4
Tension en volts bruts.....	59	59	60	60	60	»	59,6
Tension en volts corrigés...	»	»	»	»	»	»	59,9
Débit en ampères bruts....	71	71	71	71	71	»	71
Débit en ampères corrigés..	»	»	»	»	»	»	70
Excitation en ampères.....	5,80	5,80	5,85	5,85	5,85	»	5,83
Température de l'eau à l'entrée dans la paroi et dans le calorimètre en degrés C.	9	9	9	8,8	8,8	»	8,92
Température de l'eau à la sortie de la paroi en degrés C.....	82	81,5	83	81	81	»	81,7
Température de l'eau à la sortie du calorimètre en degrés C.....	44,5	44,5	44,5	44	44	»	44,3
Eau de la paroi volume jaugé en litres.....	»	»	»	»	»	»	40
Durée de la mesure du volume d'eau jaugé de la paroi.....	»	»	»	»	»	»	18 m 30 s
Eau du calorimètre volume jaugé en litres.....	»	»	»	»	»	»	30
Durée de la mesure du volume d'eau jaugé du calorimètre.....	»	»	»	»	»	»	20 m 53 s
Température des gaz à l'entrée du calorimètre en degrés C.....	435	430	428	423	422	»	427,6
Température des gaz à la sortie du calorimètre en degrés C.....	189	188	190	190	189	»	189,2
Température des gaz à la sortie du moteur en degrés C.....	»	»	»	»	»	»	610
Consommation totale en essence, en litres.....	»	»	»	»	»	»	1,66
Durée de la consommation totale en essence.....	»	»	»	»	»	»	30 m
Température extérieure en degrés C.....	»	»	»	»	»	»	17
Température du mélange tonnant à son entrée dans le moteur en degrés C...	»	»	»	»	»	»	8,5
Pression atmosphérique en mm de mercure.....	»	»	»	»	»	»	767

Cette lecture a été faite à part dans certains essais, avec transport d'un des deux pyromètres. Elle a été faite simultanément avec les autres lectures dans d'autres essais, alors qu'on possédait trois pyromètres.

Calcul de la puissance indiquée.

N° de l'essai	17
Vitesse angulaire en tours par minute ω	632,4
Tension en volts aux bornes V_1	59,9
Débit en ampères A_1	70
Puissance électrique en watts $W_1 = V_1 A_1$	4193
Chute de tension ohmique dans l'induit $r A_1^2$	3,5
Tension totale en volts $V_2 = V_1 + r A_1^2$	63,4
Pertes à vide correspondantes à V_2 et à ω relevées sur le diagramme représentant pour différentes vitesses et pour différentes excita- tions les pertes à vide dans la dynamo, en watts p	420
Pertes ohmiques dans l'induit $r A_1^2$	245
Pertes totales en watts $r A_1^2 + p$	665
Puissance mécanique effective $W_2 = V_2 A_1 + r A_1^2 + p$	4858
Rendement de la dynamo en centièmes $\frac{W_1}{W_2}$	86,3
Puissance mécanique effective en chevaux $P = \frac{W_1}{736}$	6,61
Correction par tour pour la mesure du travail indiqué en chevaux...	0,00387
Puissance correspondante aux travaux internes du moteur en ch.	2,45
Puissance indiquée en ch.	9,06

Calcul des échanges de chaleur.

Consommation totale en essence par heure en litres	3,320
Consommation totale en essence par heure en kg.	2,324
Pouvoir calorifique inférieur en calories kgd.	10527
Calories du combustible consommé pendant 1 heure Q_E	24465
Puissance indiquée en chevaux	9,06
Calories équivalentes au travail indiqué pendant 1 heure Q_{li}	5753
Température de l'eau à l'entrée dans la paroi en degrés C.	8,92
Température de l'eau à la sortie de la paroi en degrés C.	81,7
Débit de l'eau dans la paroi en litres par heure	129,7
Calories évacuées par l'eau du refroidissement Q_p	9440
Température de l'eau à l'entrée du calorimètre en degrés C.	8,92
Température de l'eau à la sortie du calorimètre en degrés C.	44,3
Débit de l'eau dans le calorimètre en litres par heure	86,2
Calories évacuées par l'eau du calorimètre Q	3050
Température des gaz à la sortie du moteur T_1	610
Température des gaz à l'entrée du calorimètre T_2	427,6
Température des gaz à la sortie du calorimètre T_3	189,2
$\frac{T_1}{T_2 - T_3}$	2,56
Calories évacuées dans les gaz de l'échappement $Q_g = Q \frac{T_1}{T_2 - T_3}$..	7810

Les T sont les écarts de température au dessus de la température extérieure.

BILANS THERMIQUES

N° des essais	Calories du combustible consommé pendant 1 heure	Calories de la paroi pendant 1 heure	Calories des gaz d'échappe- ment pendant 1 heure	Calories équivalentes du travail indiqué pendant 1 heure	Calories équivalentes de l'énergie potentielle des gaz de l'échappe- ment essence non utilisée	$Q_p +$ $Q_g +$ $Q_{ii} +$ Q_o	Reliquat non qualifié, y compris les calories équivalentes à l'énergie cinétique et les pertes par rayonnement
	Q_c	Q_p	Q_g	Q_{ii}	Q_o	U	R
0	37097	11837	11803	7588	6755	37983	— 886
1	33886	11583	10683	7029	3195	32490	+ 1396
2	31381	11440	9454	6852	1616	29362	+ 2019
3	28149	10079	10709	6534	0	27322	+ 827
4	28981	10335	11121	6541	870	28867	+ 114
5	29834	10409	9354	6350	2591	28704	+ 1130
6	37466	10045	10467	6242	10936	37690	— 224
7	29834	10080	10810	6566	1645	29101	+ 733
8	28665	10210	11982	6528	674	29394	— 729
9	28076	10184	8018	6223	1503	25928	+ 2148
10	33023	10878	9824	7144	4967	32813	+ 210
11	27412	10146	9186	6807	953	27092	+ 320
12	24760	8941	8571	6541	0	24053	+ 707
13	26528	9480	8641	6674	1114	25909	+ 619
15	27854	10939	7886	6363	1589	26779	+ 1077
16	25644	10241	7248	6242	0	23731	+ 1913
17	24465	9440	7810	5753	0	23003	+ 1462
18	26233	9906	8337	6490	0	24733	+ 1500
19	26823	8931	10245	6147	0	25323	+ 1500
22	31976	10637	12693	7048	0	30378	+ 1598
23	27795	9500	12872	6242	0	28614	— 819
24	28126	9130	13563	6344	0	29037	— 911
25	27841	9260	12826	6166	0	28252	— 411
26	25967	8634	13046	6242	0	27922	— 1955
27	24203	8246	10726	6229	0	25271	— 1068



DONNÉES DES BILANS THERMIQUES EN p. 100.

N° des essais	$\frac{Q_p \times 100}{Q_E - Q_e}$	$\frac{Q_E \times 100}{Q_E - Q_e}$	$\frac{Q_{li} \times 100}{Q_E - Q_e}$	$\frac{R \times 100}{Q_E - Q_e}$	$\frac{R \times 100}{Q_E}$ (valeur absolue)
0	39	39	25	— 3	2,4
1	38	35	22	+ 5	4,1
2	38	32	23	+ 7	6,4
3	37	38	23	+ 2	2,9
4	37	39,5	23	+ 0,5	0,4
5	38	34,5	23,5	+ 4	3,8
6	38	39	23,5	— 0,5	0,6
7	36	38	23,5	+ 2,5	2,5
8	36,5	43	23,5	— 3	2,5
9	38,5	30	23,5	+ 8	7,6
10	39	35	25,5	+ 0,5	0,6
11	38,5	35	25,5	+ 1	1,2
12	36	34,5	26,5	+ 3	2,8
13	37	34	26	+ 3	2,3
15	41,5	30	24,5	+ 4	3,9
16	40	28,5	24	+ 7,5	7,4
17	39	32	23	+ 6	6,0
18	38	32	25	+ 5	5,7
19	33,5	38,5	23	+ 5	5,6
22	33,5	40	22	+ 4,5	5,0
23	34	46	22,5	— 2,5	3,0
24	32,5	48	22,5	— 3	3,2
25	33,5	46	22	— 1,5	1,5
26	33,5	50	24	— 7,5	7,5
27	34,5	44	26	— 4,5	4,4
Moyennes	36,80	37,66	23,82	+ 1,72	3,7



Vues de l'ensemble expérimental.



FIG. 1. — LÉGENDE : On voit, de droite à gauche, la dynamo, le volant et le carter du moteur surmonté de l'appareil de graissage commandé en bout de l'arbre de distribution ; tout à fait à gauche, le calorimètre avec une canne pyromètre ; à droite, en bas, le rhéostat servant au réchauffage du carburateur ; plus à droite, un manographe Hospitalier-Carpentier ; tout à fait à droite, la table des instruments de mesure. — Au milieu de la vue et en avant, l'appareil de mesure de la consommation en essence qui comporte un wattmètre enregistreur.

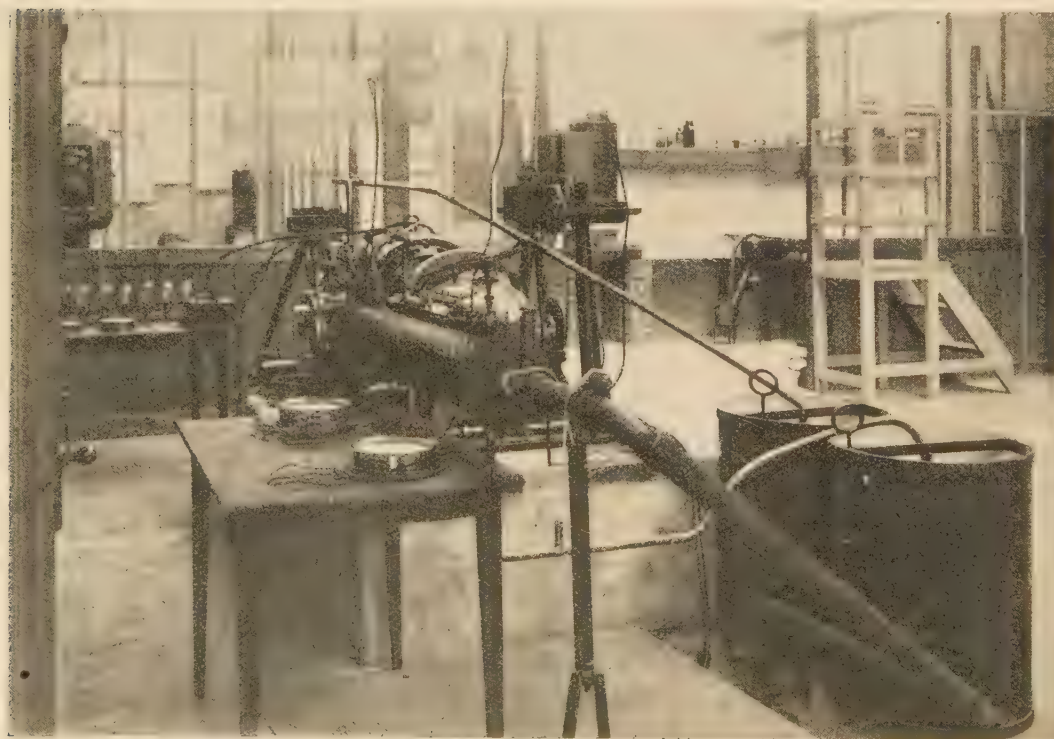


FIG. 2. — LÉGENDE : En avant, la table portant les cadrans des pyromètres, dont deux sont visibles à l'entrée et à la sortie des gaz du calorimètre ; à droite, les bacs de jaugeage de l'eau de la paroi et du calorimètre ; tout à fait en avant, tuyauterie d'évacuation des gaz de l'échappement.

DEUXIÈME THÈSE

ÉTUDE SUR LE FROTTEMENT MÉDIAT DES HUILES DE GRAISSAGE POUR MOTEURS

Il est d'un grand intérêt pratique de connaître les coefficients de frottement médiateur des huiles, employées pour le graissage des moteurs utilisés dans l'automobilisme et l'aviation, dans les conditions physiques de leur emploi. Pour déterminer ces coefficients, l'auteur de cette Note a dû combiner une machine toute spéciale. Il convient de la décrire, au moins sommairement, avant d'exposer les résultats obtenus.

Cette machine, établie pour le compte du Laboratoire d'essais de la Commission technique de l'Automobile-Club de France, a été réalisée dans les ateliers J. Carpentier ; son étude y a reçu d'importantes retouches et additions, et sa construction y a été l'objet des soins coutumiers.

La machine se compose essentiellement d'un cylindre horizontal à l'intérieur duquel quatre frottoirs rectilignes, parallèles aux génératrices et portés par un croisillon axial, sont appuyés contre la paroi. Le cylindre est monté de manière à pouvoir tourner autour de son axe. L'arbre du croisillon, support des frottoirs, sort par les fonds du cylindre et se trouve, à l'extérieur, soutenu par des supports qui lui laissent une grande mobilité angulaire.

Chaque frottoir est appuyé contre la paroi par l'intermédiaire d'un petit piston sur lequel agit de l'huile sous pression amenée de l'extérieur par une canalisation. L'huile est comprimée à l'aide d'une pompe à main dans un réservoir contenant un matelas d'air. Un régulateur placé sur la canalisation maintient sa pression à la valeur exacte exigée par l'expérience.

Le cylindre reçoit son mouvement de rotation d'un moteur électrique dont on peut régler la vitesse.

Sous l'influence du frottement que la paroi du cylindre exerce sur les frottoirs, le croisillon tend à être entraîné ; un fléau portant un curseur mobile pesant permet d'équilibrer le couple d'entraînement.

L'huile employée à transmettre la pression derrière les frottoirs est précisément celle dont on veut faire l'essai, et c'est en utilisant le défaut inévitable d'étanchéité des pistons presseurs qu'on l'amène aux points à lubrifier. Cette huile tombe en effet goutte à goutte devant les frottoirs sur la paroi interne du cylindre rotatif.

Des becs Bunsen sont placés à l'extérieur tout contre le cylindre et un pyromètre permet, par un artifice expérimental, de connaître la température de la couche d'huile interposée.

La machine est prévue pour des vitesses linéaires de 0 à 20 m : s, des pressions unitaires de 0 à 5 kg : cm² et des températures de 0° à 300° C.

Le cylindre et les frottoirs étant amovibles, on a la possibilité d'utiliser, dans leur construction, des métaux de nature différente.

Dans le cas de frottement médiateur, on peut faire l'hypothèse que les couches d'huile sont rigoureusement adhérentes aux surfaces frottantes, de telle sorte que le mouvement relatif résulte exclusivement du glissement des molécules de fluide les unes sur les autres.

La loi de variation du coefficient de frottement médiateur, dans les conditions de l'hypothèse, est alors $\varphi = K \frac{V}{p}$, expression dans laquelle φ est le coefficient de frottement, K une constante de viscosité, p la pression unitaire exercée entre les parois frottantes, V la vitesse linéaire.

Mais il y a lieu de considérer que l'épaisseur de la couche de fluide est de l'ordre de grandeur des irrégularités des surfaces, de telle sorte qu'il y a des contacts accidentels directs entre les métaux. Pour les efforts partiels, tangentiels ou normaux correspondant à ces contacts, ce sont les lois du frottement direct qui s'appliquent de telle sorte que le phénomène est traduit partiellement par la formule $\varphi = \text{constante}$. Pour traduire le coefficient de frottement médiateur réel de l'expérience, nous avons été ainsi conduit à imaginer une loi intermédiaire entre la loi de frottement médiateur de l'hypothèse et celle du frottement direct $\varphi = K \frac{V^\beta}{p^\alpha}$ avec α et $\beta \leq 1$ et positifs d'ailleurs.

Les résultats obtenus, dans mille déterminations environ, nous démontrent qu'avec une approximation suffisante la valeur $\alpha = 0,75$ représente l'ensemble des phénomènes.

Étudiant l'influence de la température, nous avons trouvé que le coefficient de frottement, étudié comme fonction de la température, décroît suivant une loi hyperbolique complexe lorsque la température croît :

$$\varphi = \frac{a}{t^2} + \frac{b}{t} + c.$$

Les coefficients a , b , c sont caractéristiques du lubrifiant et des surfaces frottantes et dépendent de la pression et de la vitesse.

En ce qui concerne leur dépendance de la pression, nous savons qu'elle peut être traduite par la loi $\varphi = \frac{K}{p^{0,75}}$.

En ce qui concerne leur dépendance de la vitesse, nous serions conduits à la traduire par une loi où β dépendant de la viscosité dépendrait lui-même de t . Nous nous réservons d'étudier ultérieurement ce point. Nous pouvons cependant dire que lorsque la température s'élève entraînant une diminution de la viscosité, si le fluide lubrifiant est maintenu entre les surfaces seulement par des actions de viscosité, il est chassé et, par suite, les choses tendent à se passer comme s'il s'agissait de frottement direct et β tend vers zéro. C'est ce que nous constatons dans nos essais.

Le tableau suivant donne un exemple des variations de φ avec la pression p : cm².

Conditions des essais. — Fonte sur fonte, huile pour moteurs Leprêtre, température de la couche d'huile 75°C., vitesse linéaire 5 m : s.

p en kg : cm ²	5,275	3,275	1,775	1,275	0,275
φ	0,023	0,031	0,048	0,058	0,213
K_1 pour $\alpha = 0,8$	0,080	0,080	0,076	0,070	0,074
K_1 pour $\alpha = 0,7$	0,074	0,071	0,072	0,069	0,084

On a donc pour cet exemple une représentation satisfaisante avec $\alpha = 0,75$ dans la formule $p^\alpha \varphi = K_1$.

Nous avons adopté une formule à trois termes qui nous paraît représenter convenablement la loi de variation des coefficients de frottement avec la température. Voici, dans

un cas particulier (fonte sur fonte, huile pour moteurs Leprêtre, $p = 5,275 \text{ kg/cm}^2$, $v = 5 \text{ m/s}$), les résultats de la formule et, en regard, ceux de l'expérience :

	Température					
	75°	100°	125°	150°	175°	200°
φ calculé.....	0,023	0,015	0,010	0,007	0,007	0,004
φ mesuré.....	0,023	0,019	0,010	0,007	0,007	0,006

Dans ce cas, la formule est :

$$\varphi = \frac{16,41}{t^2} + \frac{2,086}{t} = 0,0076.$$

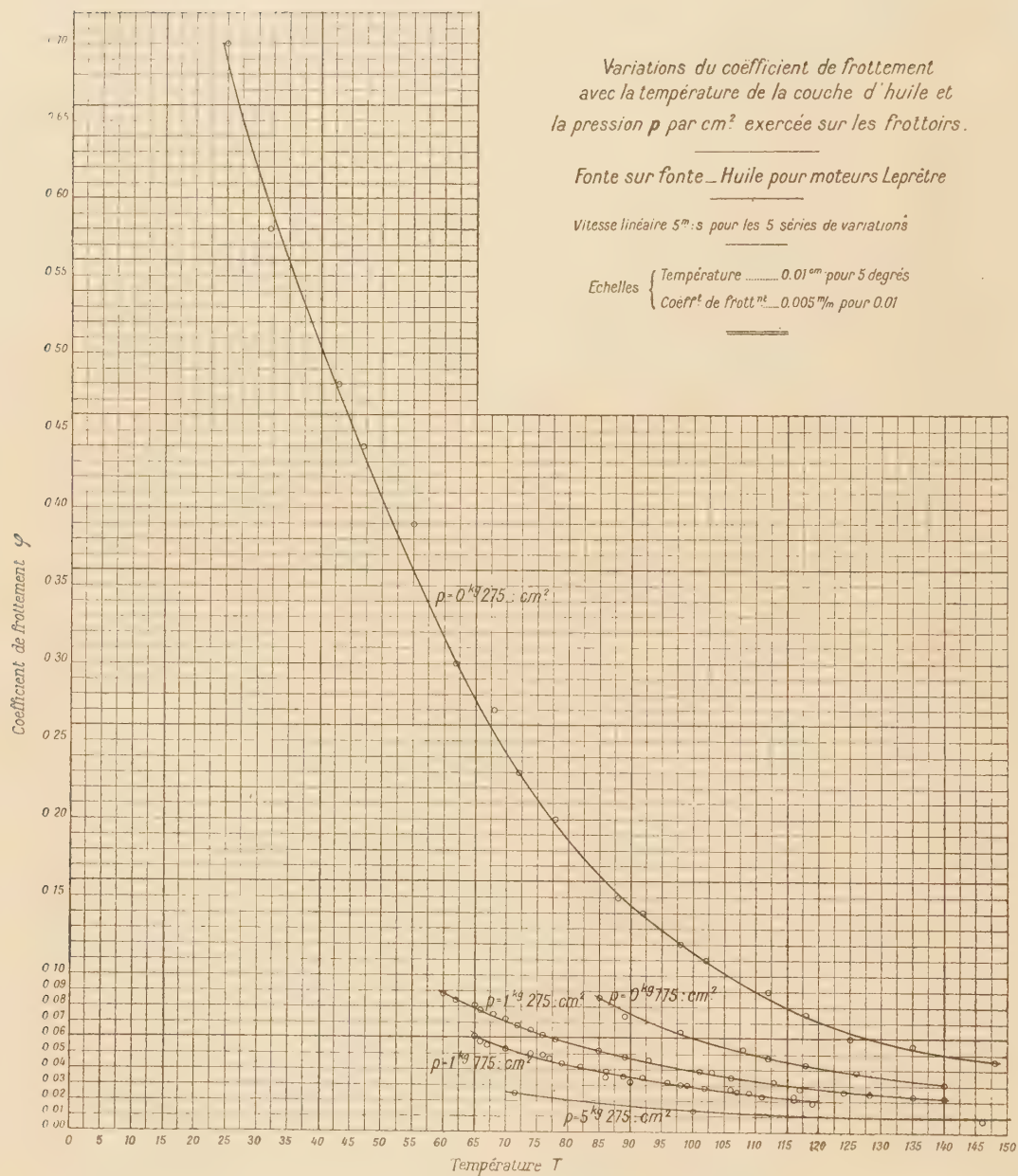
Examinons maintenant l'influence de la vitesse dans les variations des coefficients φ .

Les exemples donnés (fonte sur fonte, huile pour moteurs Leprêtre) montrent que dans l'expression $\varphi = K_2 V^\beta$, β tend vers zéro quand la température augmente.

On peut, en effet, admettre pour ces exemples les formules $\beta = 1$, d'où $\varphi = K_2 V$ correspondant à la température de 75°C. et $\beta = 0,65$, d'où $\varphi = K_2 V^{0,65}$ correspondant à la température de 200°C.

V.	5 m/s.	9 m/s.	15 m/s.
φ pour $t = 75^\circ\text{C}$	0,058	0,105	0,175
φ pour $t = 200^\circ\text{C}$	0,010	0,016	0,020

Graphique donnant les résultats d'une série d'essais.



Vues de la machine.

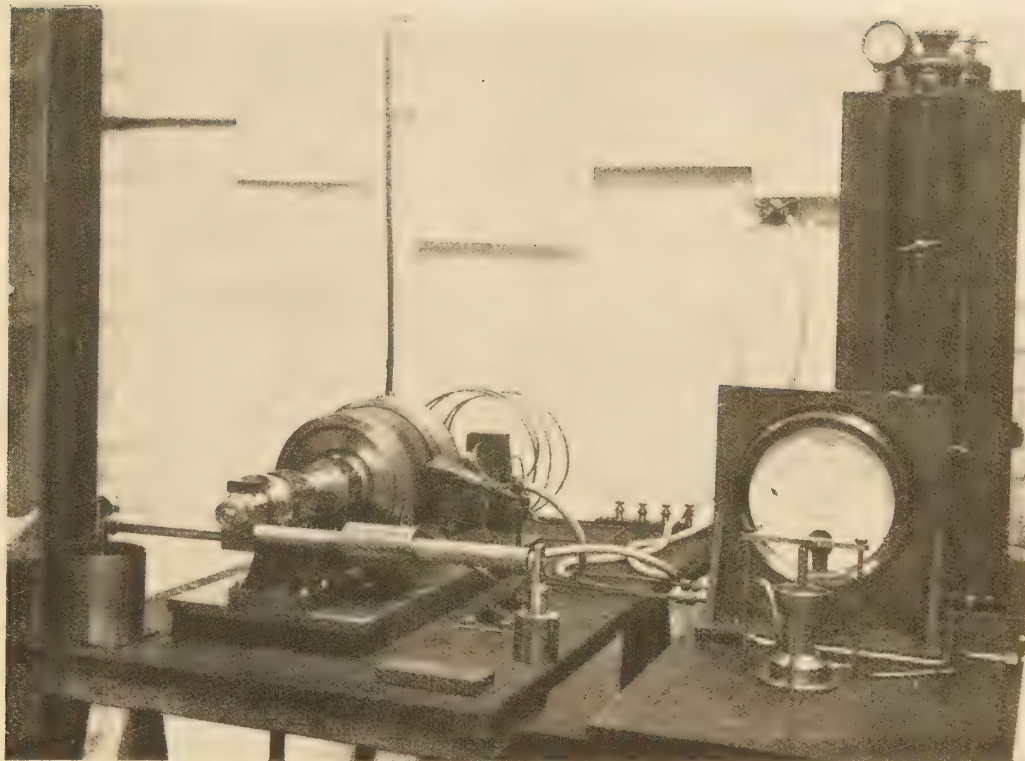


FIG. 4. — LÉGENDE : A droite, les deux réservoirs d'huile dont l'un, en avant, renferme l'huile sous pression. Devant ce réservoir, le cadran du pyromètre ; devant le cadran, le régulateur de pression ; à gauche, la machine proprement dite, le bec Bunsen est disposé devant le cylindre qui tourne ; en avant du cylindre, les deux paliers de support du croisillon ; tout à fait en avant, le fléau de la balance avec, à droite, un contrepoids d'équilibrage, à gauche, un amortisseur à huile.

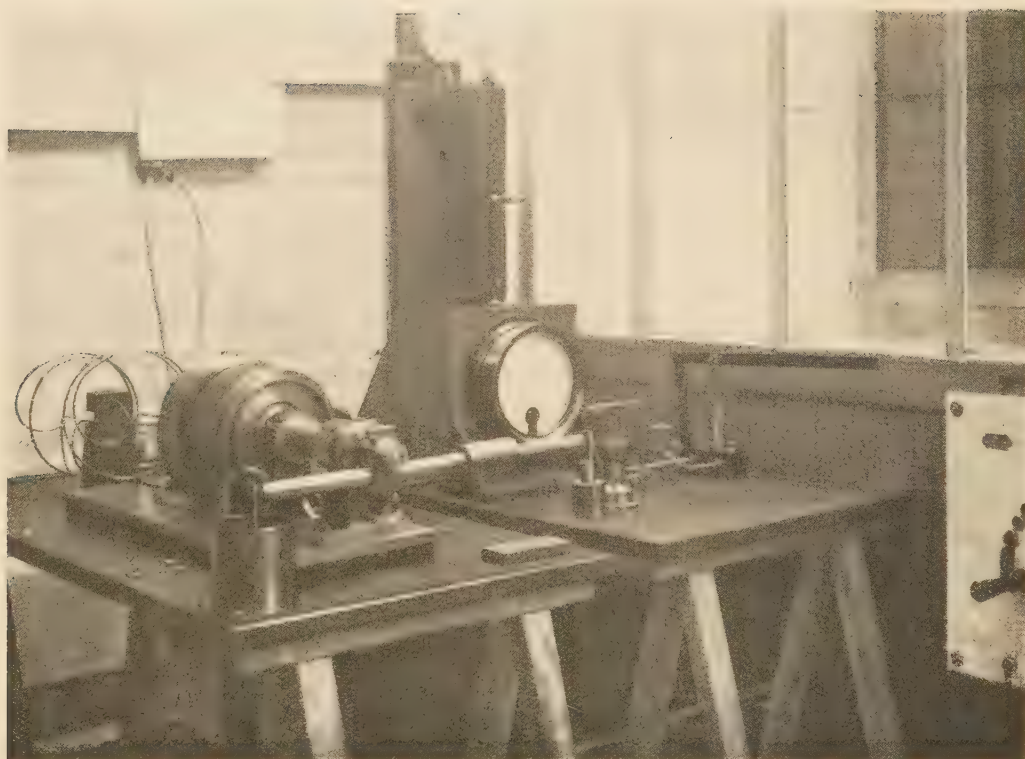


FIG. 2. — LÉGENDE : A droite, la pompe d'injection d'huile et la robinetterie permettant les diverses utilisations de la pompe ; à gauche, en arrière, la double canalisation d'arrivée de l'huile ; dessous la table de gauche est placée la dynamo qui, par une courroie trapézoïdale, commande le cylindre rotatif. On voit cette courroie immédiatement derrière l'amortisseur à huile. — A droite, et en avant de la vue, est le rhéostat de manœuvre de la dynamo.

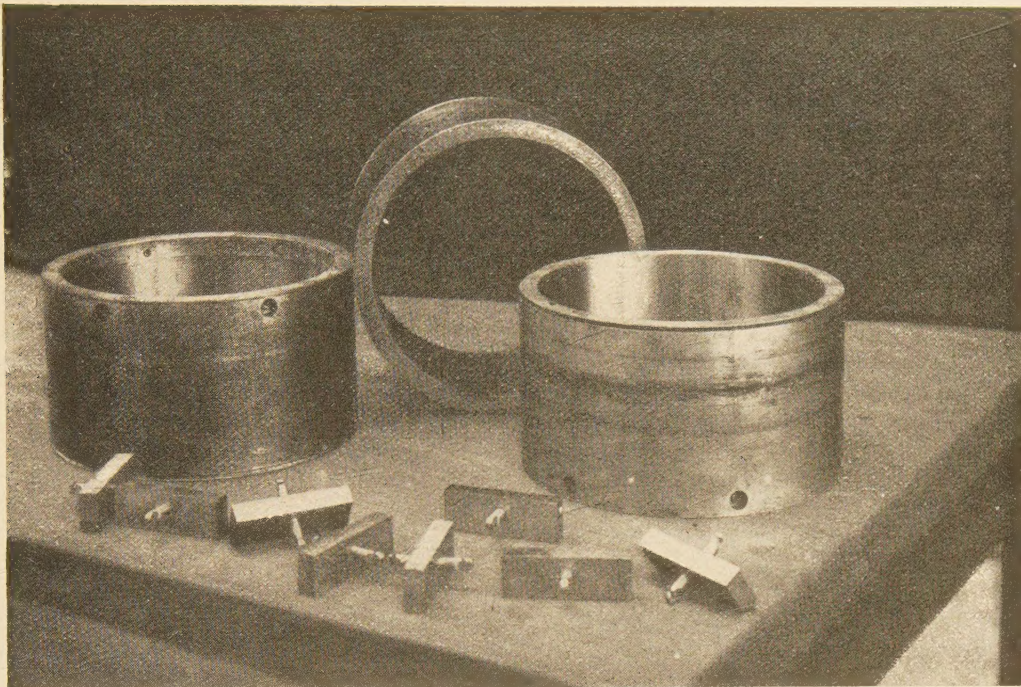


FIG. 3. — LÉGENDE : Cylindres démontables en métal de nature variable et frottoirs.

Vu et approuvé :

Paris, le 4^{er} avril 1914.

Le Doyen de la Faculté des Sciences,

PAUL APPELL.

Vu et permis d'imprimer :

Le Vice-Recteur de l'Académie de Paris.

Pour le Vice-Recteur,

L'Inspecteur de l'Académie.

ISTRIA.

